

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського”

Ю. І. Адаменко, С. В. Майданюк, О. А. Плівак

МЕТРОЛОГІЯ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЯ

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра
за спеціальностями 131 «Прикладна механіка»,
133 «Галузеве машинобудування»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Рецензенти: Ю. М. Данильченко проф., д-р техн. наук, Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”
С. В. Лапковський доц., к-т техн. наук, Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”

Відповідальний редактор: Охріменко Олександр Анатолійович проф., д-р техн. наук

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 7 від 27.02.2020 р.) за поданням Вченої ради
Механіко-машинобудівного інституту (протокол № 7 від 24.02.2020 р.)*

Електронне мережеве навчальне видання

*Адаменко Юрій Іванович, канд. техн. наук, доц.
Майданюк Сергій Володимирович
Плівак Олександр Анатолійович*

МЕТРОЛОГІЯ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИА РОБОТА

Метрологія та стандартизація: Розрахунково-графічна робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / Ю. І. Адаменко, С. В. Майданюк, О. А. Плівак ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 5,2 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 157 с.

У посібнику наведені методичні рекомендації щодо виконання розрахунково-графічної роботи і вимоги до оформлення її розрахункової та графічної частин. Детально описана структура роботи та вимоги до оформлення її складових. Наведені варіанти індивідуального завдання, складальні кресленики вузлів механізмів з коротким описом їх роботи, рекомендаціями щодо призначення посадок.

Для студентів, які навчаються за спеціальностями «131 Прикладна механіка», «133 Галузеве машинобудування».

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	6
2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	7
2.1 Вибір та обґрунтування посадок	7
2.1.1 Призначення номінальних розмірів	7
2.1.2 Призначення посадок.....	8
2.2 Розрахунок посадок гладких з'єднань	10
2.3 Розрахунок посадки різьбового з'єднання	10
2.4 Розрахунок розмірного ланцюга.....	11
2.5 Розробка робочого креслення деталі.....	11
2.6 Вибір універсальних засобів вимірювання.....	12
2.7 Розрахунок гладких калібрів.....	12
Контрольні питання	13
3 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВО- ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ	14
3.1 Розрахункова частина	14
3.1.1 Структура пояснювальної записки.....	14
3.1.2 Правила оформлення пояснювальної записки	16
3.2 Графічна частина.....	22
Контрольні питання	24
4 ЗАВДАННЯ ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ	25

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	125
Основна рекомендована література	125
Додаткова рекомендована література	124
Нормативні документи	126
 ДОДАТОК А Приклад оформлення пояснювальної записки.....	 129
ДОДАТОК Б Приклад оформлення кресленика	153
ДОДАТОК В Приклад оформлення титульного аркуша	155

ВСТУП

Для розвитку машинобудування велике значення має організація виробництва машин, приладів та пристроїв на основі взаємозамінності та стандартизації, створення та використання надійних засобів технічних вимірювань та контролю. Якісні показники сучасних виробів (точність, довговічність, надійність), а також собівартість їх виготовлення значною мірою залежать від вибору рівня нормованої точності, що потребує від інженера глибоких базових знань у галузі взаємозамінності та стандартизації.

Розрахунково-графічна робота з вирішення конкретних завдань сприяє вивченню та засвоєнню теоретичного матеріалу, допомагає в оволодінні методами призначення посадок, допусків розмірів, форми та розташування, шорсткості поверхонь деталей машин, навчає визначати параметри посадок та користуватися стандартами.

В посібнику наведені методичні рекомендації щодо виконання розрахунково-графічної роботи: призначення номінальних розмірів, вибору та обґрунтування посадок, розрахунку посадок гладких та різьбових з'єднань, розмірних ланцюга, гладких калібрів, вибору універсальних засобів вимірювання.

Окрім того, наведені рекомендації щодо розробки робочого кресленника деталі, вимоги та правила оформлення розрахункової та графічної частин роботи.

Завдання до розрахунково-графічної роботи містить 30 варіантів складальних креслеників вузлів механізмів з коротким описом їх роботи, рекомендаціями щодо призначення посадок та індивідуальним завданням з початковими даними.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Метою виконання розрахунково-графічної роботи є закріплення теоретичних положень, набуття практичних навичок з нормування точності типових з'єднань та елементів машинобудівних конструкцій, з призначення допусків розмірів, посадок, допусків форми, розташування та шорсткості, ознайомлення з основними методами розрахунків, прищеплення навичок користування нормативними документами, довідниковими матеріалами та виконання креслень згідно до вимог чинних стандартів.

Завданням для розрахунково-графічної роботи є складальний кресленик вузла механізму з поясненням його роботи та вихідними даними.

Кількість та зміст розділів розрахункової частини можуть бути змінені викладачем. У будь-якому випадку зміст розрахунково-графічної роботи повинен бути погоджений з викладачем.

Розрахунково-графічна робота складається з розрахункової та графічної частини.

Графічна частина – це робочий кресленик однієї з деталей вузла (деталь задається викладачем).

Для виконання завдання необхідно вміти користуватися чинними стандартами та довідниковою технічною літературою. Для вирішення задач можуть бути використані будь-які літературні джерела, проте автори рекомендують навчальний посібник, виданий викладачами кафедри [1] – [2].

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

Розрахунково-графічну роботу виконують у такій послідовності:

2.1 Вибір та обґрунтування посадок

На складальному кресленнику вузла на розмірних лініях необхідно вказати номінальні розміри та посадки з'єднань.

2.1.1 Призначення номінальних розмірів

Лінійкою вимірюють розмір на кресленнику (довжину розмірної лінії), отримане значення множать на коефіцієнт збільшення розмірів k , вказаний на складальному кресленнику викладачем.

- Якщо розмір відноситься до стандартних деталей (підшипники кочення, шпонкові, шліцьові, штифтові, різьбові з'єднання тощо), то отримане значення округлюють до розміру за відповідним стандартом;
- Якщо розміри не відносяться до стандартних деталей, то отримане значення з урахуванням коефіцієнту збільшення розмірів округлюють до розміру відповідно ГОСТ 6636-69 «Основні норми взаємозамінності. Нормальні лінійні розміри» [1, с. 134-135].

Приклад

Призначити номінальні розміри підшипника, якщо:

- тип підшипника – кульковий радіальний однорядний;
- виміряні діаметри підшипника:
 - внутрішнього кільця – $d = 22$ мм;
 - зовнішнього кільця – $D = 49$ мм;
- коефіцієнт збільшення розмірів – $k = 1,6$.

Розрахункові діаметри:

- внутрішній – $d = 22 \cdot 1,6 = 35,2$ мм;
- зовнішній – $D = 49 \cdot 1,6 = 78,4$ мм.

За ДСТУ ГОСТ 8338:2008 «Підшипники кулькові радіальні однорядні. Основні розміри» [2, с. 158] маємо:

- підшипник 207 легкої серії ($d = 35$ мм; $D = 72$ мм);
- підшипник 307 середньої серії ($d = 35$ мм; $D = 80$ мм);
- підшипник 407 важкої серії ($d = 35$ мм; $D = 100$ мм).

Вибираємо підшипник*, розміри якого, є близькими до розрахункових, тобто підшипник 307.

*Примітка Під час конструювання вузла для вибору підшипника необхідно враховувати навантаження, швидкісні характеристики, ресурс, температурний режим, рівень шуму, вібрації, умови змащення, монтажу та інші фактори (у даній роботі ці питання не розглядаються через обмеженість часу на її виконання).

2.1.2 Призначення посадок

Посадки призначають у такій послідовності:

- **Посадки опорних з'єднань**, які забезпечують положення деталей відносно корпусної деталі. Це посадки підшипників кочення, підшипників ковзання, стаканів тощо.
- **Посадки функціональних з'єднань**, які забезпечують роботу вузла. Це посадки зубчастих коліс, муфт, зірочок, поршнів, плунжерних пар тощо.
- **Посадки допоміжних з'єднань**, які забезпечують роботу двох перших груп. Це посадки кришок, кілець, втулок тощо.
- **Посадки інших з'єднань** – шпонкових, шліцьових, штифтових, різьбових тощо.

Під час призначення посадок деталей машин необхідно враховувати не лише їх функціональне призначення, але й періодичність розбирання вузла під час ремонтів. Технічне обслуговування та ремонт вузлів виконують для відновлення працездатності і експлуатаційних властивостей обладнання внаслідок зношення чи пошкодження деталей в процесі роботи. Залежно від періодичності та обсягу робіт розрізняють ремонт дрібний, середній і капітальний.

- **Дрібний ремонт** передбачає відновлення або заміну незначної кількості деталей, термін експлуатації яких не перевищує міжремонтний період. Ремонтні дії включають налагодження і регулювання вузлів, очищення гідравлічних систем і заміну робочих рідин. Завдяки виконанню дрібного ремонту, підтримується працездатність обладнання і його задані експлуатаційні характеристики.
- **Середній ремонт** – це комплекс заходів, які об'єднують операції дрібного ремонту і роботи, спрямовані на повернення верстату заданих параметрів точності. Під час середнього ремонту виконують детальний огляд, розбирання вузлів, відновлення зношених чи пошкоджених деталей або їх заміну, складання, регулювання, перевірку на точність, випробування обладнання.
- **Капітальний ремонт** обладнання передбачає: повне розбирання на деталі та вузли, їх дефектування (поділ на три групи: I - придатні, II - такі, що потребують ремонту, III - такі, що не підлягають ремонту), відновлення і заміну деталей, заміну електричного обладнання, складання, регулювання, випробування та обкатку. Часто капітальний ремонт поєднують з модернізацією обладнання із застосуванням останніх досягнень науки і технологій.

Усі призначені посадки необхідно обґрунтувати в пояснювальній записці, з посиланням на літературу та стандарти.

Методики та приклади призначення посадок складальної одиниці наведені в [2, с. 118-129].

Приклад оформлення пояснювальної записки щодо вибору та розрахунку посадок підшипників кочення наведено в додатку А.

2.2 Розрахунок посадок гладких з'єднань

Для заданих викладачем посадок необхідно виконати розрахунок, в якому визначають характер посадки та в якій системі вона виконана; граничні відхилення, розміри, допуски отвору та вала, граничні зазори та натяги, допуск посадки; будують схему полів допусків.

Приклади розрахунку посадок з зазором, з натягом та перехідних наведені в [1, с. 21-27].

Приклад оформлення пояснювальної записки щодо розрахунку посадок гладких з'єднань наведено в додатку А.

2.3 Розрахунок посадки різьбового з'єднання

Для заданого різьбового з'єднання з зазором, з натягом чи з перехідною посадкою визначити граничні розміри гайки та болта; побудувати схему полів допусків, визначити зазори чи натяги за середнім діаметром різьби.

Приклади розрахунку посадок різьбового з'єднання наведені в [2, с. 49-69].

Приклад оформлення пояснювальної записки щодо розрахунку посадок різьбового з'єднання наведено в додатку А

2.4 Розрахунок розмірного ланцюга

Виконують розрахунок заданого на складальному кресленику розмірного ланцюга.

Числові значення граничних відхилень замикальної ланки розмірного ланцюга та метод його розрахунку (повної взаємозамінності, ймовірнісний чи регулювання) задає викладач.

Приклади розрахунку розмірних ланцюгів різними методами наведені в [2, с. 91-116].

Приклад оформлення пояснювальної записки щодо розрахунку розмірного ланцюга наведено в додатку А.

2.5 Розробка робочого кресленика деталі

Для деталі, заданої викладачем, необхідно розробити робочий кресленик, на якому мають бути:

- усі види, розрізи, виносні елементи тощо, необхідні та достатні для представлення геометричної форми деталі;
- усі лінійні та кутові розміри елементів деталі з допусками та відхиленнями (де це потрібно);
- допуски форми та розташування поверхонь;
- шорсткість поверхонь, для яких параметри вказуються індивідуально, та шорсткість решти поверхонь;
- технічні вимоги, де вказують:
 - матеріал деталі та його твердість;
 - невказані граничні відхилення лінійних та кутових розмірів;
 - допуски форми та розташування поверхонь, що не вказані індивідуально тощо.

Усі розрахунки, прийняті технічні рішення повинні бути представлені та обґрунтовані з посиланням на літературні джерела та стандарти.

Приклади розробки робочих креслеників деяких типових деталей наведено в [2, с. 130-150].

Приклад оформлення робочого кресленника наведено в додатку Б..

2.6 Вибір універсальних засобів вимірювання

Для контролю поверхонь деталі, заданих викладачем, необхідно вибрати універсальні засоби вимірювання (накладні чи станкові) та обґрунтувати доцільність їх використання.

Для вирішення задачі скористатись РД 50-98-86 «Керівний нормативний документ. Методичні вказівки. Вибір універсальних засобів вимірювань лінійних розмірів до 500 мм».

Приклад оформлення пояснювальної записки щодо вибору універсальних засобів вимірювання наведено в додатку А.

2.7 Розрахунок гладких калібрів

Для контролю внутрішніх та зовнішніх поверхонь деталі (задається викладачем) розрахувати виконавчі розміри прохідної і непрохідної сторін калібра-пробки та калібра-скоби.

Побудувати схеми полів допусків гладких калібрів.

Для вирішення задачі скористатись ГОСТ 24853-81 «Калібри гладкі для розмірів до 500 мм».

Приклад оформлення пояснювальної записки щодо розрахунку гладких калібрів наведено в додатку А..

Контрольні питання

1. Як призначають номінальні розміри з'єднання?
2. Як призначають номінальні розміри з'єднання стандартних деталей?
3. Які фактори впливають на вибір посадок підшипників на вал та в корпус?
4. Як позначаються посадки підшипників кочення на креслениках?
5. Які посадки задають для вільного, нормального та щільного шпонкових з'єднань з призматичними шпонками, в якій системі їх виконують?
6. Посадки прямобічних шліцьових з'єднань з центруванням за D , d та b .
7. Як умовно позначаються шліцьові з'єднання на креслениках?
8. Посадки в системі отвору. Які вони мають переваги?
9. Посадки в системі вала. Коли їх застосовують?
10. Способи позначення розмірів та відхилень на креслениках.
11. Як визначають граничні розміри деталей?
12. Якими параметрами характеризується посадка з зазором?
13. Якими параметрами характеризується перехідна посадка?
14. Якими параметрами характеризується посадка з натягом?
15. Як розташовані поля допусків різьбових посадок?
16. Як позначаються на креслениках різьбові посадки?
17. Метод повної взаємозамінності. Переваги і недоліки.
18. Способи визначення допусків складових ланок за методом повної взаємозамінності.
19. Як визначається допуск замикальної ланки та квалітет складових ланок за методом повної взаємозамінності?
20. Залежності для визначення граничних розмірів, відхилень та середини поля допуску замикальної ланки за методом повної взаємозамінності.
21. Залежності для визначення граничних розмірів калібра-пробки.
22. Залежності для визначення граничних розмірів калібра-скоби.
23. Що має бути зображено на робочому кресленику деталі?
24. Що вказують в технічних вимогах на робочому кресленику деталі?

З ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Розрахунково-графічна робота складається з розрахункової та графічної частин. Розрахункова частина виконується у вигляді пояснювальної записки.

3.1 Пояснювальна записка

Пояснювальна записка повинна бути оформлена за певною структурою та відповідати правилам оформлення.

3.1.1 Структура пояснювальної записки

Структура пояснювальної записки розрахункової частини повинна мати такі основні структурні елементи:

- титульний аркуш;
- завдання на розрахунково-графічну роботу;
- зміст;
- розрахункова частина;
- список використаних джерел;
- додатки.

Титульний аркуш

Титульний аркуш є першою сторінкою, його оформлюють за формою, наведеною у додатку В.

Завдання на розрахунково-графічну роботу

Завдання вміщує такі елементи:

- складальний кресленик вузла (формат А3);
- опис роботи вузла, відповідно до варіанта завдання;
- індивідуальне завдання.

Зміст

Зміст повинен містити назви всіх структурних елементів, заголовки та підзаголовки (за їх наявності) із зазначенням нумерації та номери їх початкових сторінок.

Розрахункова частина

У розрахунковій частині, відповідно до змісту роботи, має бути:

- вичерпно і повно (з поясненнями) викладено послідовність виконання розрахунків та самі розрахунки, відповідно до завдання;
- виконано ілюстрування результатів розрахунків;
- зроблено посилання на всі методики розрахунків та довідникові дані.

Викладаючи суть розрахункової частини, треба вживати стандартну наукову та науково-технічну термінологію, запроваджену національними стандартами на терміни та визначення понять.

Потрібно використовувати основні, похідні чи позасистемні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць (SI) згідно з ДСТУ OIML D 2:2007 «Метрологія. Узаконені одиниці фізичних величин».

Список використаних джерел

Список використаних джерел, на які є посилання у розрахунковій частині, наводять у кінці розрахункової частини. Його оформлюють за вибором одним із таких способів:

- у порядку появи посилань у тексті;
- в алфавітному порядку прізвищ перших авторів або заголовків;
- у хронологічному порядку.

Порядкові номери бібліографічних описів у списку використаних джерел мають відповідати посиланням на них.

Бібліографічний опис списку використаних джерел наводять згідно Національних стандартів України ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Бібліографічний запис, біб-

ліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та ДСТУ 8302:2015 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання».

Додатки

Додатки розміщують після списку використаних джерел. Обов'язковим додатком до пояснювальної записки є графічна частина розрахунково-графічної роботи – робочий кресленик заданої деталі.

3.1.2 Правила оформлення пояснювальної записки

Загальні положення

Пояснювальну записку оформлюють згідно вимог ДСТУ 3008 «Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання».

Пояснювальну записку друкують, використовуючи текстовий редактор *Microsoft Word*, на одному боці аркуша білого паперу формату А4 (210x297 мм), відповідно до вимог:

- шрифт – Times New Roman чорного кольору прямого накреслення;
- кегель – 14 типографських пунктів;
- міжрядковий інтервал – 1,5;
- абзацний відступ – 1,25 см;
- вирівнювання основного тексту – по ширині

Мова

Мову роботи визначено у статті 21 Закону України «Про засади державної мовної політики», а саме *державною мовою*.

Поля

Текст пояснювальної записки друкують залишаючи поля таких розмірів:

- ліве – не менше, ніж 25 мм;
- праве – не менше, ніж 10 мм;
- верхнє – не менше, ніж 20 мм;
- нижнє – не менше, ніж 20 мм;

Нумерація сторінок

Сторінки нумерують наскрізно арабськими цифрами. Номер сторінки про-
ставляють праворуч у верхньому куті сторінки без крапки в кінці.

*Титульний аркуш входить до загальної нумерації сторінок,
але його не нумерують.*

Текст розрахункової частини ділять на розділи, підрозділи, пункти та під-
пункти.

Заголовки структурних частин

Заголовки структурних частин «ЗМІСТ», «ВСТУП», «РОЗДІЛ», «ДОДАТ-
КИ», «СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ» розміщуються посередині рядка
великими літерами напівжирним шрифтом без крапки в кінці, без підкреслення.
Відстань між заголовком і подальшим текстом має бути не менше, ніж два між-
рядкових інтервали.

Приклад

З РОЗРАХУНОК ПОСАДКИ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ

Не дозволено розміщувати назву розділу на останньому рядку сторінки.

Кожну структурну частину треба починати з нової сторінки.

Нумерація розділів

Розділи нумерують арабськими цифрами у межах викладення пояснювальної записки і позначають арабськими цифрами без крапки, починаючи з цифри «1».

Структурні елементи «ЗМІСТ», «ВСТУП», «ДОДАТКИ», «СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ» – не нумерують.

Формули

Формули подають посередині сторінки окремим рядком безпосередньо після тексту, у якому їх згадано. Між формулою та текстом зверху і знизу необхідно залишати пустий рядок.

Формули нумерують арабськими цифрами наскрізно або в межах кожного розділу (в цьому разі номер формули складається з номера розділу та порядкового номера формули в цьому розділі, відокремлених крапкою).

Номер формули друкують на її рівні праворуч у крайньому положенні в круглих дужках. У багаторядкових формулах номер проставляють на рівні останнього рядка.

Зручно формули та їх нумерацію розміщувати у таблиці з невидимим контуром.

Приклад

$N_{max} = d_{max} - D_{min},$	(2.6)
--------------------------------	-------

Пояснення познач, які входять до формули, необхідно подавати безпосередньо під формулою у тій послідовності, у якій їх наведено у формулі. Пояснення познач треба подавати без абзацного відступу з нового рядка, починаючи зі слова «де» без двокрапки.

Приклад

Найменший натяг N_{min} визначається залежністю:

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} \quad (2.3)$$

де d_{min} — найменший граничний розмір вала;

D_{max} — найбільший граничний розмір отвору.

Кілька наведених і не відокремлених текстом формул пишуть одну під одною і розділяють комами.

Приклад

$$S_{max} = D_{max} - d_{min}, \quad (2.6)$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} \quad (2.7)$$

Рисунки

Усі графічні матеріали (схеми, рисунки) повинні мати однаковий підпис «Рисунок», який подають одразу після тексту, де вперше посилаються на нього, або на наступній сторінці.

Виконання рисунків має відповідати положенням ДСТУ 1.5 «Національна стандартизація. Правила розроблення, викладання та оформлення національних нормативних документів» та ДСТУ 3008 «Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання».

Рисунки нумерують арабськими цифрами наскрізно або в межах кожного розділу (в цьому разі номер рисунка складається з номера розділу та порядкового номера рисунка в цьому розділі, відокремлених крапкою). Назва рисунка має відображати його зміст, бути конкретною та стислою.

Назву рисунка друкують з великої літери та розміщують під ним посередині рядка

Приклад

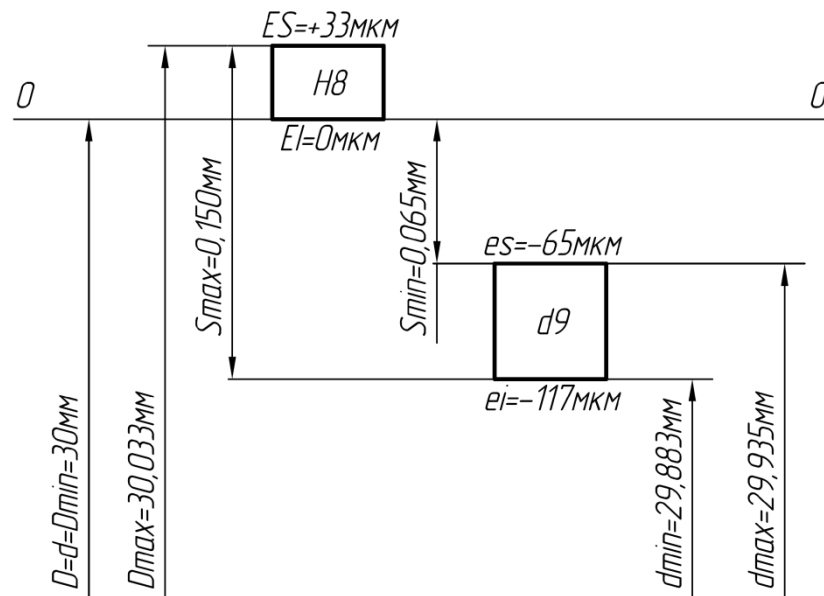


Рисунок 3.2 – Схема посадки $\text{Ø}30\text{H}8/\text{d}9$

Примітка Рисунок 3.2 – позначення рисунка – другий рисунок третього розділу

Схема посадки $\text{Ø}30\text{H}8/\text{d}9$ – назва рисунка

Таблиці

Цифрові дані оформлюють як таблицю, яку подають безпосередньо після тексту, у якому її згадано вперше, або на наступній сторінці.

На кожену таблицю має бути посилання в тексті із зазначенням її номера.

Таблиці нумерують арабськими цифрами наскрізно або в межах кожного розділу (в цьому разі номер таблиці складається з номера розділу та порядкового номера таблиці в цьому розділі, відокремлених крапкою).

Назва таблиці має відображати її зміст, бути конкретною та стислою.

Назву таблиці друкують з великої літери і розміщують над таблицею з абзацного відступу.

Таблиці треба заповнювати за правилами, які відповідають ДСТУ 1.5 «Національна стандартизація. Правила розроблення, викладання та оформлення національних нормативних документів».

Приклад

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків розмірного ланцюга

Позначення ланки	Номинальний розмір, мм	Одиниця допуску, i , мкм	Квалітет	Допуск T , мкм	Основне відхилення	Верхнє Відхилення ES , мкм	Нижнє відхилення EI , мкм	Середина поля допуску ES , мкм
A_{Δ}	2	–	–	1000	-	+1000	0	+500
$\overleftarrow{A_1}$	7,1	0,90	9	36	JS	+18	-18	0
$\overrightarrow{A_2}$	2	0,55	–	22	-	+215,5	+193,5	+204,5
$\overrightarrow{A_3}$	360	3,54	9	140	h	0	-140	-70
$\overrightarrow{A_4}$	7,1	0,9	8	22	h	0	-22	-11
$\overleftarrow{A_5}$	14	1,08	8	27	JS	+13.5	-13.5	0
$\overleftarrow{A_6}$	20	–	–	240	–	0	-240	-120
$\overleftarrow{A_7}$	180	2,52	9	100	h	0	-100	-50
$\overleftarrow{A_8}$	75	1,86	9	74	h	0	-74	-37
$\overleftarrow{A_9}$	48	1,56	8	39	h	0	-39	-19,5
$\overleftarrow{A_{10}}$	23	–	–	300	–	0	-300	-150

Примітка Таблиця 4.2 – позначення таблиці – друга таблиця четвертого розділу

Результати розрахунків розмірного ланцюга – назва таблиці

Посилання

У тексті можна робити посилання на структурні елементи роботи та інші джерела. У разі посилання на структурні елементи роботи зазначають номери розділів, підрозділів, пунктів, підпунктів, позицій переліків, рисунків, формул, рівнянь, таблиць, додатків.

Посилаючись, треба використовувати вирази:

Приклад

«у розділі 4», «див. 2.1», «відповідно до 2.3», «(рисунок 1.3)», «відповідно до таблиці 3.2», «згідно з формулою (3.1)», «у рівняннях (1.23) — (1.25)», «(додаток Г)».

Дозволено в посиланні використовувати загальноприйняті та застандартовані скорочення згідно з ДСТУ 3582 «Інформація та документація. Бібліографічний опис. Скорочення слів і словосполучень українською мовою».

Приклад

«згідно з рис. 2.6», «див. табл. 3.3» тощо

Посилання на джерело інформації, наведене в переліку джерел посилання, рекомендовано подавати як номер у квадратних дужках, за яким це джерело зазначено в переліку джерел посилання.

Приклад

«у роботах [2] — [3]»

3.2 Графічна частина

Графічну частину розрахунково-графічної роботи оформлюють у вигляді робочого кресленика заданої викладачем деталі.

Робочий кресленик деталі виконують на аркушах паперу формату А3 (297х40 мм) або А4 (210х297 мм) за допомогою графічного редактора, за вибором студента.

Робочий кресленик деталі слід виконувати, відповідно до пункту 2.5, з дотриманням вимог ЄСКД (стандартів, що входять до єдиної системи конструкторської документації).

Позначення шифру на креслениках

Система позначень документів, що входять до складу розрахунково-графічних робіт, базується на положеннях ГОСТ 2.201, який встановлює структуру позначення конструкторського документа.

Позначення на креслениках слід виконувати відповідно до приклада:

Приклад

РГР.ММІ.131.МІ-4612.036.08					
<i>вид роботи</i>					
РГР – розрахунково-графічна робота					
<i>код організації:</i>					
ММІ – механіко-машинобудівний інститут					
<i>код спеціальності:</i>					
131 – Прикладна механіка;					
133 – Галузеве машинобудування					
<i>код виконавця</i>					
(номер залікової книжки)					
<i>порядковий номер завдання</i>					
<i>порядковий номер деталі</i>					

Контрольні питання

1. Структура пояснювальної записки розрахунково-графічної роботи.
2. Вимоги до титульного аркуша.
3. Як нумеруються розділи пояснювальної записки?
4. Вимоги до оформлення пояснювальної записки.
5. Вимоги до оформлення рисунків.
6. Вимоги до оформлення таблиць.
7. Вимоги до оформлення формул.
8. Вимоги до оформлення посилань.
9. Вимоги до оформлення списку використаних джерел.
10. Вимоги до оформлення графічної частини.

4 ЗАВДАННЯ

ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Завдання до розрахунково-графічної роботи містить:

- складальний кресленик вузла механізму;
- короткий опис роботи механізму;
- інформацію щодо особливостей характеру з'єднання деталей;
- рекомендації щодо призначення посадок;
- індивідуальне завдання з початковими даними:
 - коефіцієнт збільшення розмірів – k ;
 - радіальна сила, що діє на підшипник, (кН) – R ;
 - клас точності підшипника (один з варіантів) – $N / 0 / 6 / 5 / 4$;
 - перевантаження, % (один з варіантів) – $120 / 150 / 200 / 300$;
 - клас точності різьби (один з варіантів) – точний / середній / грубий;
 - граничні відхилення замикальної ланки, мкм – верхнє та нижнє.

Нижче наведені 30 варіантів завдань до розрахунково-графічної роботи: описи роботи вузлів механізмів з таблицею початкових даних та складальні кресленики цих вузлів.

Варіант 1

ВУЗОЛ КОРОБКИ ПОДАЧ ВЕРСТАТА

Вузол коробки подач, наведений нижче, призначений для передачі обертання від вала 1 до вала-шестірні 2 для забезпечення різних подач. Вал 1 обертається у двох кулькових радіальних підшипниках 3, змонтованих у корпусі 4. На валу 1 встановлено зубчасте колесо 5 та блок-шестерню 6. Крутний момент від зубчастого колеса 5 до вала 1 передається шпонкою, а від вала 1 до зубчастого колеса 6 – шліцьовим з'єднанням з прямобічним профілем.

Зубчасте колесо 5 в осьовому напрямку є нерухомим відносно вала 1. Нерухомість з'єднання забезпечено дистанційною втулкою 7 та встановлювальним гвинтом 8 з конічним кінцем. Центрування дистанційної втулки 7 на валу 1 повинно бути достатньо точним. Різьба встановлювального гвинта 8 – кріпильна метрична.

Під час вибору способу центрування шліцьового з'єднання необхідно врахувати, що блок-шестерня 6 має періодично переміщуватися вздовж вала 1 та зачіплятися з іншими зубчастими колесами (на кресленні не показано) для забезпечення зміни величини подачі.

Вал-шестерня 2 обертається у двох кулькових радіальних підшипниках 9, один з яких встановлено в корпусі 4, а інший – в стакані 10. Для правильного зачеплення зубчастих коліс необхідно забезпечити достатньо точне центрування осі вала-шестерні 2 в кулькових радіальних підшипниках 9 та стакані 10. Під час призначення посадки стакану 10 у корпусі 4 необхідно врахувати, що наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала, яке призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Стакан 10 закріплено у корпусі 4 гвинтами 11. Різьба – кріпильна метрична. Гвинти мають вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу. Між стаканом 10 та корпусом 4 встановлено прокладку 12 для регулювання осьового положення стакану з підшипником 9.

На вал-шестірні 2 встановлено зубчасте колесо 13. Для цього з'єднання посадка повинна забезпечити найбільш точний збіг їх осей обертання. У робочому стані з'єднання має бути нерухомим, крутний момент передається шпонкою. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на вал-шестерні 2 та у зубчастому колесі 13.

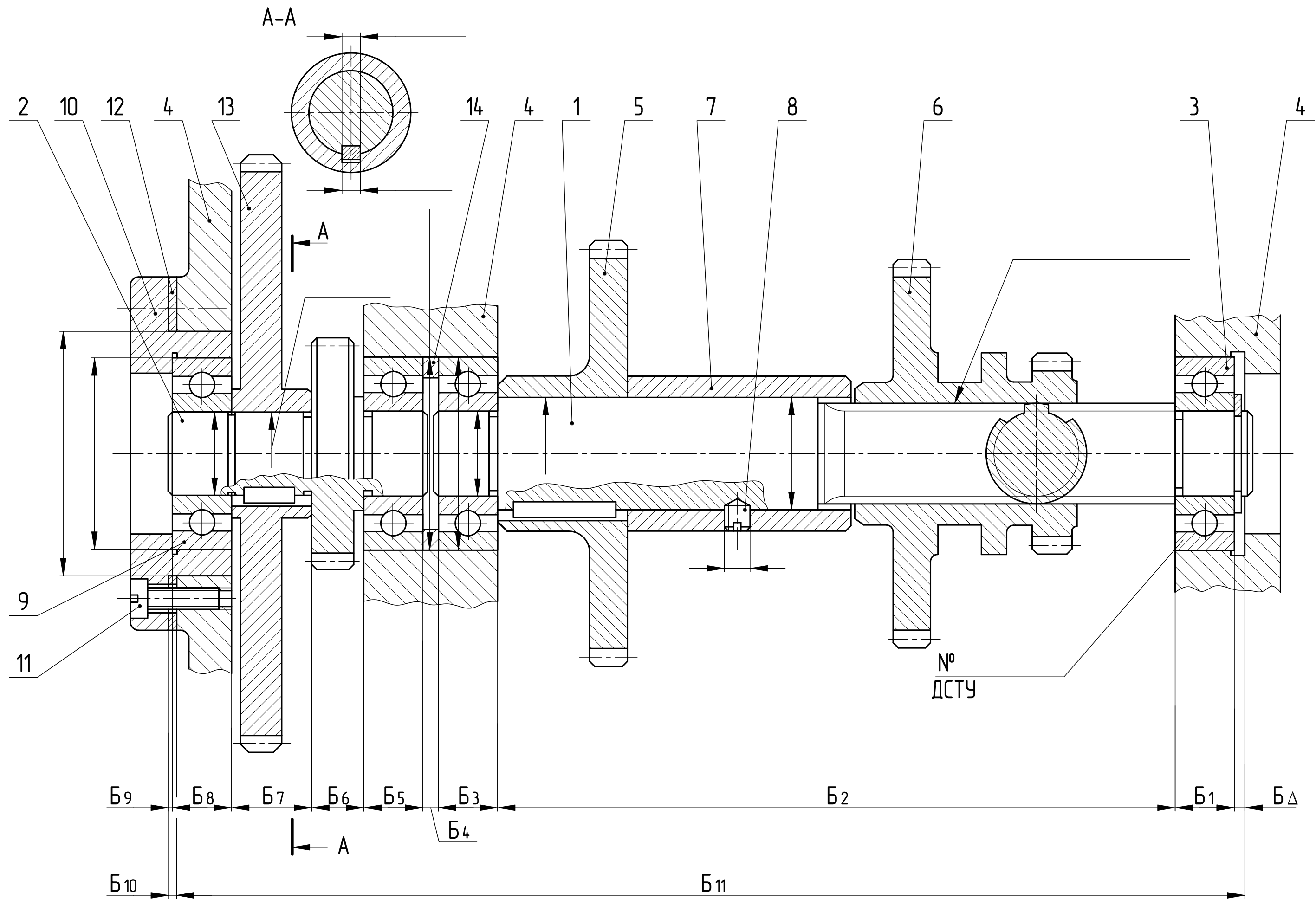
У корпусі 4 між підшипниками вала 1 і вала-шестірні 2 встановлено дистанційне кільце 14. Точність з'єднання невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей – зовнішніх кілець кулькових радіальних підшипників кочення 3 і 9.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 1	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					28

Варіант 2

ВУЗОЛ КОРОБКИ ПОДАЧ

У корпусі 1 вузла коробки подач, наведеного нижче, у конічних роликів підшипниках 2 встановлено шліцьовий вал 3 для передачі обертання іншому валу (на кресленні не показано) та забезпечення подач різної величини.

На валу 3 встановлено зубчасте колесо 4. Посадка з'єднання має забезпечити високу точність центрування, бо це впливає на якість зачеплення зубчастих передач. Нерухомість з'єднання та передачу крутного моменту забезпечено штифтом 6. До штифтового з'єднання висуваються вимоги нероз'ємності деталей у процесі роботи під дією навантажень і вібрацій та можливість їх демонтажу під час ремонту або заміни зубчастого колеса 4. Циліндричний штифт 6 досить щільно проходить через вхідну частину отвору колеса, тіло вала 3 та запресовується у вихідну частину отвору зубчастого колеса 4. Розбирають цей вузол під час середнього ремонту.

На шліцьовій ділянці вала 3 встановлено блок-шестірню 5. Під час вибору посадки і способу центрування шліцьового з'єднання вала з блок-шестірнею потрібно враховувати, що блок-шестерня 5 може періодично переміщуватися вздовж вала для зміни подач. Точність центрування має бути високою, бо це впливає на якість зачеплення зубчастих передач.

На валу 3 між лівим конічним роликів підшипником 2 і зубчастим колесом 4 встановлено дистанційне кільце 7 для регулювання осьових зазорів підшипникового вузла. Точність з'єднання дистанційного кільця 7 з валом 3 невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Блок-шестірня 5 переміщується вздовж вала 3 за допомогою вилки 8, яку штифтом закріплено на напрямному валику 9. Валик 9 переміщується у бронзових напрямних втулках 10 та 11. Напрямну втулку 10 запресовано у гніздо корпусу 1. Напрямну втулку 11 закріплено в корпусі 1 нерухомо гвинтами. Посад-

ка втулку 11 має забезпечити середню точність центрування та можливість розбирання під час регламентного обслуговування.

Посадка цапф валика 9 в отворах втулок 10 та 11 має середню точність центрування. Швидкість поздовжнього переміщення вилки 8 разом з валиком 9 – невелика. Хід валика 9 з обох боків обмежено упорами 12, загвинченими у втулки 10 та 11. Різьба упорів 12 – метрична, крок - дрібний.

Для кращого направлення вилки 8 під час осевого переміщення, її орієнтують у заданому положенні фіксатором 13, який встановлено в отвір корпусу 1 та закріплено гвинтом 14.

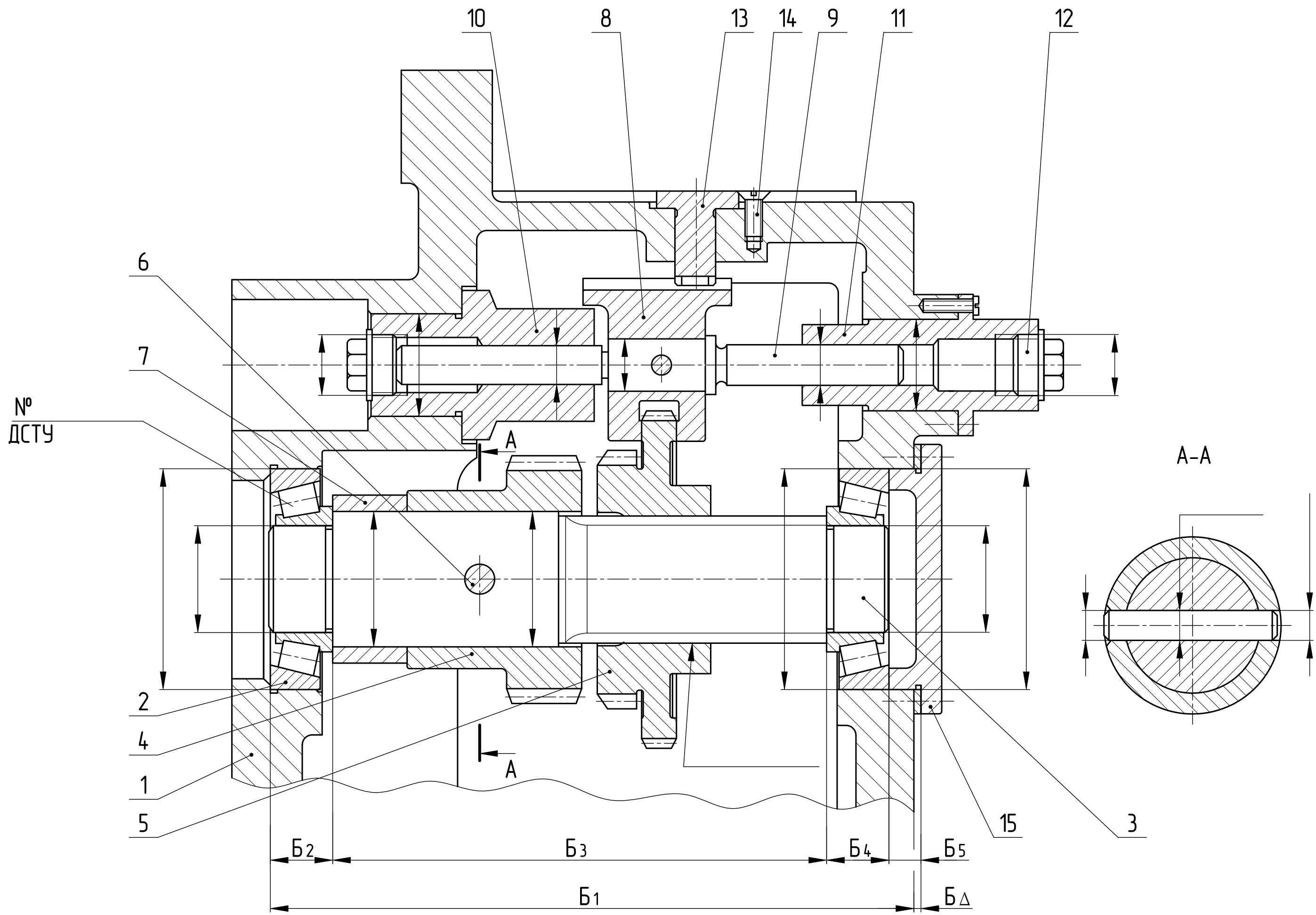
Кришка 15 захищає деталі вузла від потрапляння всередину пилу та іншого зовнішнього впливу. Кришку часто знімають для проведення технічного огляду вузла.

Повністю коробку подач розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є товщина прокладки B_{Δ} , яка призначена для регулювання осевих зазорів підшипників вала 3.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 2	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					31

Варіант 3

ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧ

У чавунному корпусі *1* вузла механізму подач, наведеному нижче, встановлено два кулькових радіальних підшипники *2*, у яких змонтовано рухому вісь* *3* важеля *4*. Важіль *4* разом з віссю *3* може повертатись на певний кут в один та інший бік.

Важіль *4* закріплено на осі *3* за допомогою штифта *5*. До штифтового з'єднання висуваються вимоги нероз'ємності деталей у процесі роботи під дією навантажень і вібрацій та можливість їх демонтажу під час ремонту або заміни. Циліндричний штифт *5* досить щільно проходить через вхідну частину отвору важеля *4*, тіло осі *3* та запресовується у вихідну частину отвору важеля *4*. Розбирання цього вузла здійснюється під час середнього ремонту.

За допомогою нерухомої осі *6* до важеля *4* прикріплено дві тяги *7* та *8*. Для уникнення затирання під час роботи вузла між важелем *6* і тягами *7* та *8* встановлено бронзові дистанційні кільця *9* та *10*. Осьову фіксацію деталей на осі *6* здійснено шайбою *11* і пружинним упорним плоским кільцем *12* таким чином, щоб важіль *4* і тяги *7* та *8* могли вільно повертатися відносно осі *6*.

Кришки *13* і *14* запобігають попаданню пилу у внутрішню порожнину вузла, їх закріплено на корпусі гвинтами *15*. Різьба гвинтів *15* – кріпильна метрична. Гвинти мають вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу *1*.

Під час призначення посадок для з'єднання кришок *13* і *14* з гніздами корпусу *1* потрібно забезпечити найменшу вартість механічної обробки. Знімаються кришки часто.

Між лівим кульковим радіальним підшипником *2* та кришкою *13* встановлено дистанційне кільце *16* для регулювання осьових зазорів підшипникового вузла. Точність з'єднання дистанційного кільця *16* з корпусом *1* невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей – кришки *13* та зовнішнього кільця кулькового радіального підшипника кочення *2*.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} між тягою 8 та шайбою 11, необхідний для повороту деталей відносно осі 6.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	

* Вісь – це деталь машин і механізмів, яка призначена лише для підтримки деталей, розміщених на ній, і, на відміну від вала, не бере участі у передачі корисного крутного моменту. Осі можуть бути рухомі та нерухомі.

Варіант 4

ПРОМІЖНИЙ ВАЛ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

Вузол, наведений нижче, призначений для вмикання та вимикання веденого колеса 1 шляхом переміщення рухомого зубчастого колеса 2 вздовж шліцевого вала 3. Шліцевий вал 3 встановлено в чавунному корпусі 4 коробки швидкостей у двох кулькових радіальних підшипниках 5, змонтованих у стаканах 6.

Стакани 6 розміщено в гніздах корпусу 4 коробки швидкостей нерухомо і закрито з лівого боку глухою кришкою 7, а з правого боку – наскрізною кришкою 8 з ущільнювачем. Призначаючи посадки стаканів 6 у корпус 4, треба врахувати, що осі отворів корпусу та стаканів повинні збігатися досить точно, бо радіальне зміщення стакана в межах зазору (або їх перекіс) впливає на повноту контакту зубів коліс.

Кришки 7 і 8 закріплено гвинтами, їх призначення – закрити отвори в корпусі. Призначаючи посадки кришок, слід врахувати, що їх вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднань невисока.

Ведене зубчасте колесо 1, разом із запресованою втулкою 9, встановлено на валу 3 нерухомо і, в осьовому напрямку, зафіксовано пружинним упорним плоским кільцем 10. Посадка втулки 9 та зубчастого колеса 1 має забезпечити нероз'ємність з'єднання та передачу крутного моменту.

Крутний момент від вала 3 через втулку 9 до зубчастого колеса 1 передається за допомогою шпонкового з'єднання. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 3 та у втулці 9.

Посадка втулки 9 на вал 3 повинна забезпечити точне центрування деталей, бо це впливає на биття зубчастого вінця колеса 1 в зібраній передачі. Необхідно передбачити можливість розбирання деталей в процесі експлуатації для ремонту чи заміни.

Шліцьове з'єднання зубчастого колеса 2 з валом 3 має бути рухомим в осьовому напрямку та забезпечувати високу точність центрування деталей.

Посадка дистанційної втулки 11 на вал 3 повинна забезпечити нерухомість з'єднання і задовільне центрування. Зміщення дистанційної втулки 11 в межах зазору призводить до биття зовнішньої поверхні втулки та порушення контакту з ущільнювачем в кришці 8.

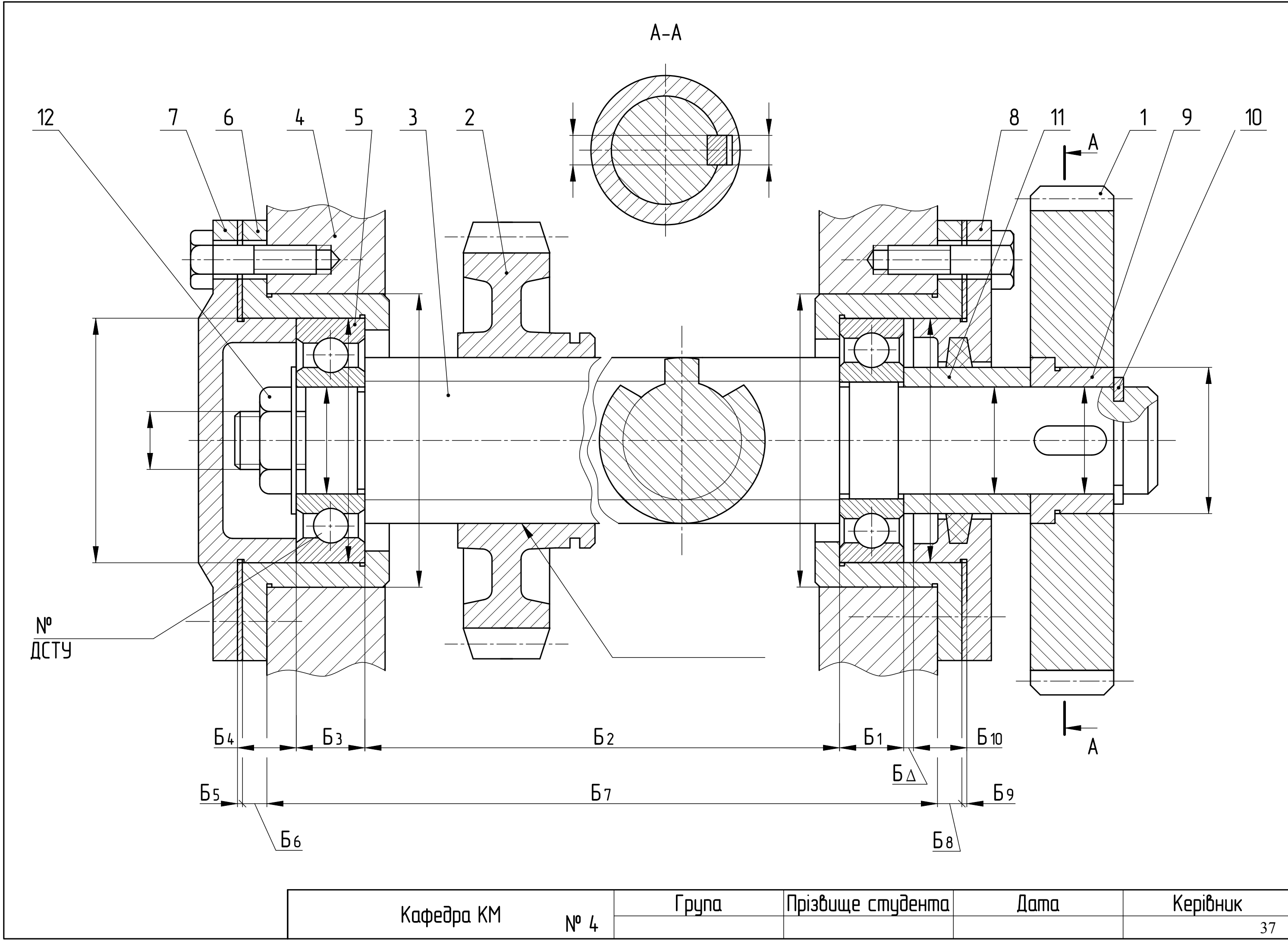
З лівого боку шліцевого вала 3 кульковий радіальний підшипник 5 закріплено гайкою 12. Різьба з'єднання – кріпильна метрична ліва, крок дрібний. Гайка 12 повинна нагвинчуватись на вал з невеликим зазором.

Вузол розбирають під час середнього ремонту.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Варіант 5

ВУЗОЛ РЕВОЛЬВЕРНОГО СУПОРТА

Вузол револьверного супорта, наведений нижче, змонтовано в чавунному корпусі 1. Вертикальний вал 2 встановлено у двох кулькових радіальних підшипниках 3 та 4. Вал 2 отримує обертання від зубчастого колеса 5 через шпонку 6. Посадка зубчастого колеса на вал має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця в зібраній передачі. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 2 та у зубчастому колесі 5.

Верхній підшипник 4 змонтовано безпосередньо в корпусі 1, а нижній підшипник 3 – в стакані 15, розміщеному в гнізді корпусу 1. Посадка стакану 15 в корпусі 1 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану 15 в межах зазору (або його перекіс) впливає на повноту контакту зубів коліс.

Нерухомість стакану 15 відносно корпусу 1 забезпечується встановлювальним гвинтом 16 з конічним кінцем та прямим шліцом. Різьба встановлювального гвинта 16 – метрична, кріпильна, крок великий.

На верхньому торці вала 2 є різбовий отвір, вісь якого не збігається з віссю обертання вала 2. У різбовому отворі встановлено вісь* 7 із закріпленням на ній кульковим радіальним підшипником 8. Для уникнення затирання між торцевою поверхнею вала 2 і підшипником 8 на вісь встановлено дистанційне кільце 9. Точність з'єднання осі 7 і дистанційного кільця 9 невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Осьова фіксація верхнього підшипника 4 забезпечується дистанційною втулкою 10 та кришкою 11, яку закріплено на корпусі 1 гвинтами 12. Кришка 11 захищає вузол від зовнішнього впливу та запобігає витіканню мастила з корпусу 1 супорта. Точність посадки кришки 11 в корпус 1 невисока.

Посадка дистанційної втулки 10 у корпус 1 має забезпечити центрування середньої точності та легкий монтаж деталей.

До зовнішнього кільця підшипника 8 притискається підпружинений поршень 13. Ексцентричне розташування осі 7 дозволяє здійснювати зворотно-поступальний рух поршня 13, який під час переміщення вправо витискає мастило із порожнини, що утворена в корпусі 1 між пробкою 14 та поршнем 13 (на кресленні канал для підведення мастила не показано). Різьба пробки 14 – кріпильна, метрична, крок – великий. Щоб запобігти витіканню мастила, у кільцевих канавках поршня 13 та пробки 14 встановлено ущільнювальні кільця.

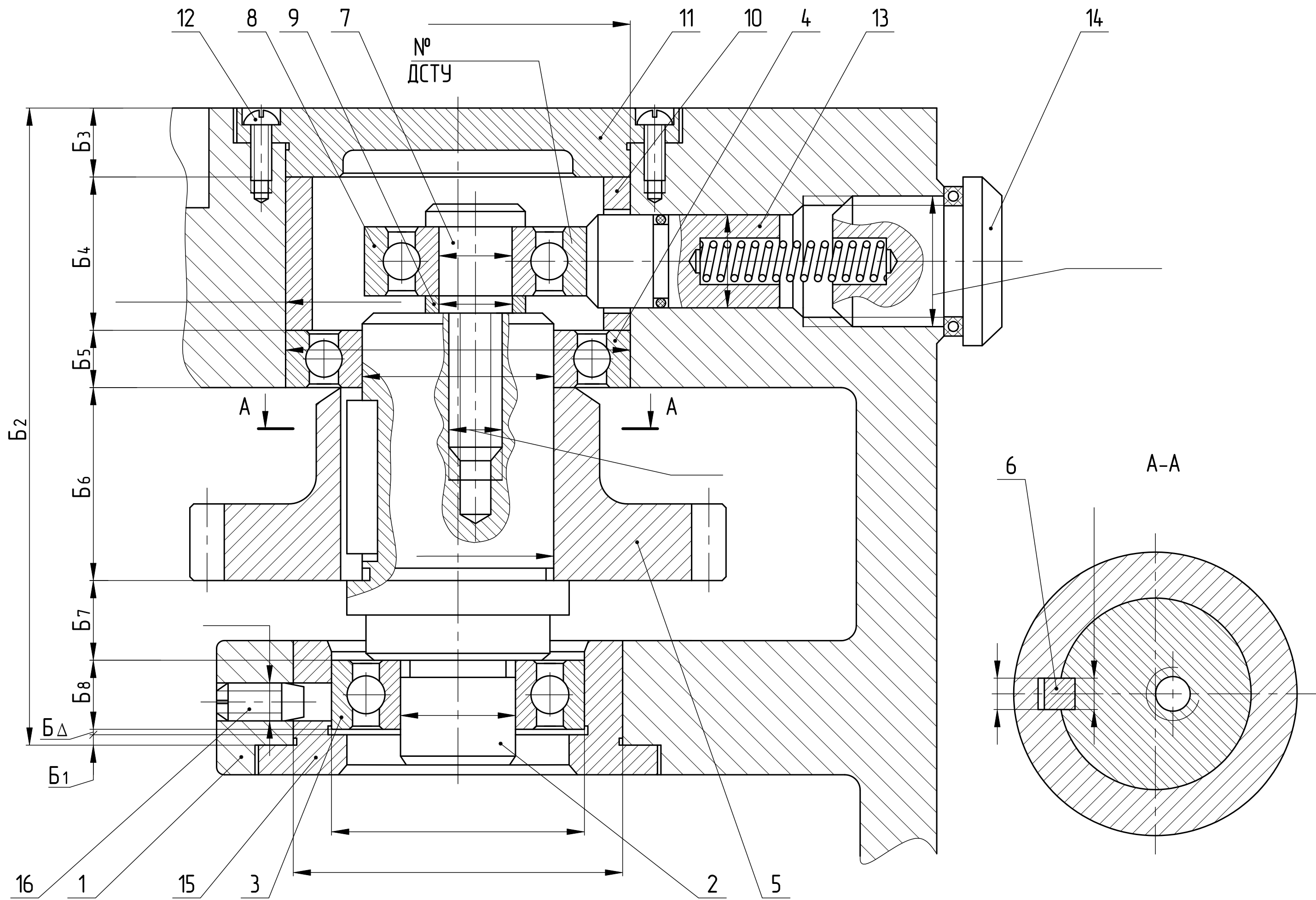
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	

* Вісь – це деталь машин і механізмів, яка призначена лише для підтримки деталей, розміщених на ній, і, на відміну від вала, не бере участі у передачі крутного моменту. Осі можуть бути рухомі та нерухомі.



Кафедра КМ	№ 5	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					40

Варіант 6

ВУЗОЛ ВАЛА СВЕРДЛИЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Вузол вала свердлильного верстата, наведений нижче, призначений для переміщення шпиндельної головки. У корпусі 1 встановлено стакан 2, який закріплено трьома гвинтами 3. В стакані 2 змонтовано два кулькових радіальних підшипники кочення 4, відстань між якими витримано за допомогою дистанційного кільця 5. Внутрішні кільця кулькових підшипників 4 встановлено на порожнистому валу-шестерні 6.

Під час призначення посадки стакану 2 в корпус 1 необхідно отримати найбільший збіг їх осей, оскільки наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала-шестерні 6 і призводить до перекосу кілець кулькових радіальних підшипників 4 та збільшення концентрації навантаження зубів зубчастих коліс.

Обертальний рух від вала-шестерні 6 до шліцьового вала 7 передається за допомогою шпонки 8. Посадка вала 7 в отворі порожнистого вала-шестерні 6 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття вихідного шліцьового кінця вала 7. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 8 і шпонкових пазів на валу 7 та в отворі порожнистого вала-шестерні 6.

Осьова фіксація кулькових підшипників 4, дистанційних кілець та дистанційних кілець, розміщених на вал-шестерні 6 здійснюється шліцьовою гайкою 9 та стопорною багатолапчастою шайбою 10.

Посадки дистанційних кілець з вал-шестернею 6 повинні забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей. Різьба шліцьової гайки 9 – метрична, крок різьби – дрібний і залежить від діаметра різьби.

Посадка дистанційної втулки 5 на вал-шестерні 6 має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу кільця.

Осьове переміщення шліцьового вала 7 відносно вала-шестерні 6 обмежено кінцевою шайбою 11, яку закріплено на торцях валів гвинтом 12. Щоб кін-

цева шайба 11 не прокручувалась відносно осі гвинта 12, її зафіксовано штифтом 13. Встановлювальний циліндричний штифт 13 запресовано в отвір на торці шліцьового вала 7, на нього вільно встановлено кінцеву шайбу 11, яку закріплено гвинтом 12. Різьба гвинта 12 – метрична кріпильна, крок великий. Гвинт має вільно вкручуватись у різьбовий отвір вала-шестерні 6.

Підшипниковий вузол закрито кришкою 14, яку закріплено на фланці стакану 2 трьома гвинтами 15. Посадка кришки 14 в стакан 2 не потребує високої точності. Кришку часто знімають для забезпечення доступу до підшипників ковчання.

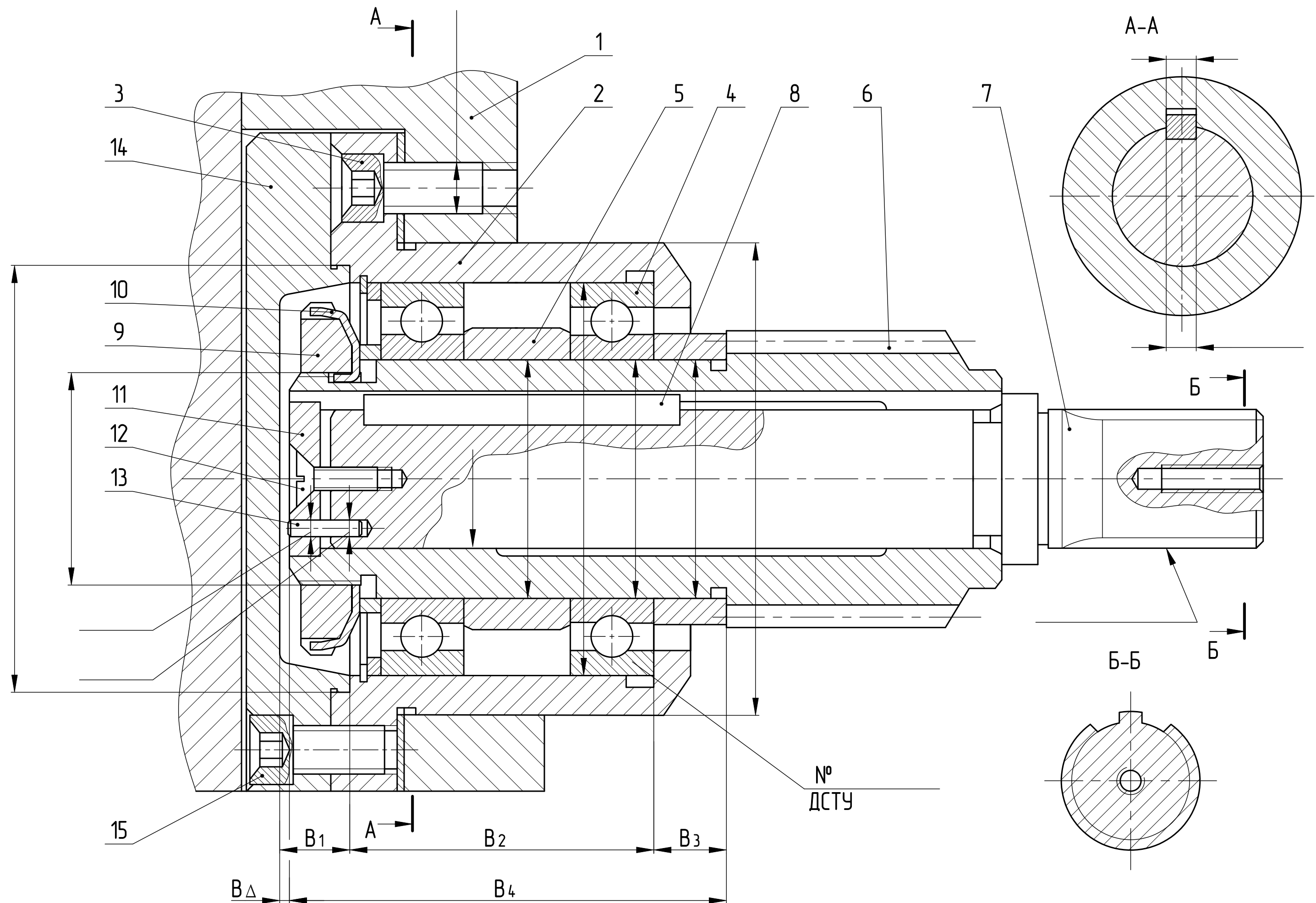
Різьба гвинтів 3 та 15 – метрична кріпильна, крок великий. Гвинти мають вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу чи стакану.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор V_{Δ} між кришкою 14 та торцем вала-шестерні 6.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 6	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					43

Варіант 7

ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ УПОРА ВІДРІЗНОГО НАПІВАВТОМАТА

У чавунному корпусі *1* вузла механізму упора відрізного напівавтомата, наведеному нижче, встановлено два кулькових радіальних підшипники *2*, в яких обертається черв'як *3* і передає обертання черв'ячному колесу *4*.

Крутний момент від черв'ячного колеса *4* до вала *5* передається за допомогою шпонки *6*. Вибираючи посадку для цього з'єднання, необхідно забезпечити точне центрування та взаємну нерухомість черв'ячного колеса *4* та вала *5* під час роботи вузла. Розбирають ці деталі тільки під час капітального ремонту верстата.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки *6* і шпонкових пазів на валу *5* та у черв'ячному колесі *4*.

Від зовнішніх впливів підшипниковий вузол захищений кришкою *7*, яка закріплена на корпусі *1* гвинтами. Призначаючи посадку для з'єднання кришки *7* з корпусом *1*, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Посадка кільця *8* в отвір корпусу *1* повинна забезпечити вільне переміщення кільця *8* до повного прилягання його торців до торців суміжних деталей.

Фланець *9* з наскрізним отвором закріплено на корпусі *1* гвинтами *10*. У гнізді фланця *9* розміщено ущільнювач для запобігання витіканню мастила з корпусу вузла. Радіальне зміщення фланця *9* відносно корпусу *1* має бути незначним. Різьба гвинтів *10* - кріпильна метрична. Гвинти *10* повинні вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу *1*.

Шліцьовий кінець черв'яка *3* призначений для з'єднання з муфтою (на кресленні не показано).

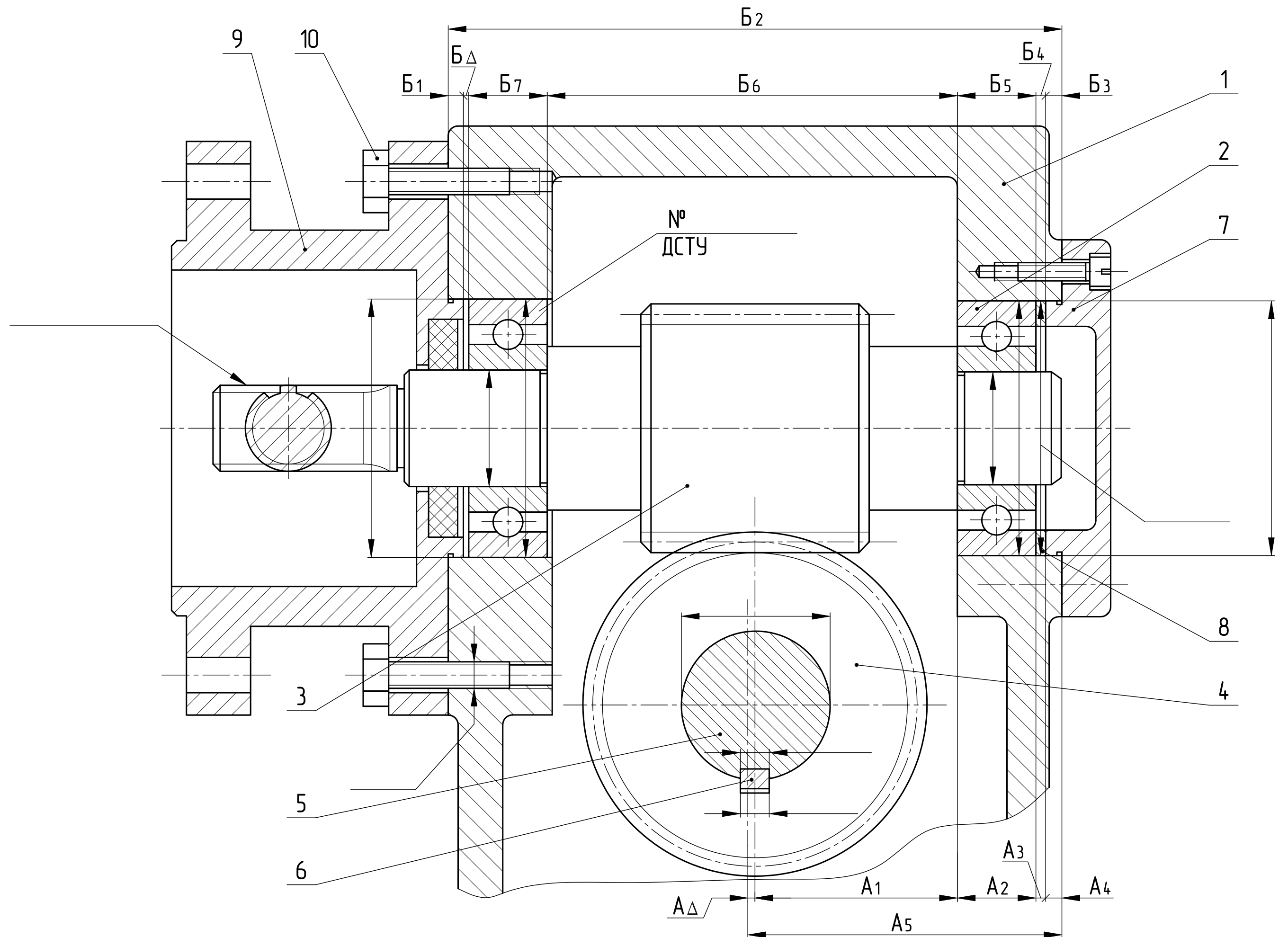
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга А є зміщення A_{Δ} площини симетрії черв'яка 3 відносно осі черв'ячного колеса 4.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 7	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					46

Варіант 8

ВУЗОЛ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

У корпусі 5 вузла коробки швидкостей, наведеному нижче, встановлено два проміжних вертикальних вала 1 і 2 у роликових конічних підшипниках ковчання 3 і 4.

Нижні підшипники змонтовано у глухих гніздах корпусу 5. Між торцями підшипників та дном гнізд розміщено дистанційні кільця. Посадки кілець у корпус 5 повинні забезпечити можливість повороту їх торців до щільного прилягання до суміжних деталей.

Верхні підшипники змонтовано в наскрізних отворах корпусу 5, які закрито кришками 6 і 7 та закріплено гвинтами 8. Регулювання осьового зазору підшипників забезпечується прокладками, які встановлено між фланцями верхніх кришок 6 і 7 та корпусом 5. Вибираючи посадку для з'єднання кришок 6 і 7 з корпусом 5, слід врахувати, що кришки часто знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Різьба гвинтів 8 – метрична кріпильна. Гвинти 8 мають вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу 5.

Вал 1 отримує обертальний рух від нижньої шестерні 9 через шліцьове з'єднання з прямобічним профілем, і далі, через верхнє зубчасте колесо 10, передає його зубчастому колесу 11, встановленому на валу 2. Зубчасті колеса 9 і 10 закріплено нерухомо в осьовому напрямку. Посадки зубчастих коліс 9 і 10 на вал 1 мають забезпечити високу точність центрування шліцьового з'єднання та можливість розбирання під час ремонтів.

Зубчасте колесо 11 передає крутний момент через шпонку 12 до вала 2 та планшайби верстата через вінцеву* шестерню (на кресленні не показано). Посадка зубчастого колеса 11 на вал 2 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення колеса в межах зазору (або його перекис) впливає на повноту контакту зубів зубчастих коліс.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 12 і шпонкових пазів на валу 2 та у зубчастому колесі 11.

На валах 1 і 2 між верхніми підшипниками кочення та зубчастими колесами 10 і 11, відповідно, встановлено дистанційні втулки з гладкими циліндричними отворами. Посадки дистанційних втулок на вали 1 і 2 мають забезпечити центрування середньої точності та можливість їх легкого монтажу.

Вузол розбирають під час капітальних ремонтів.

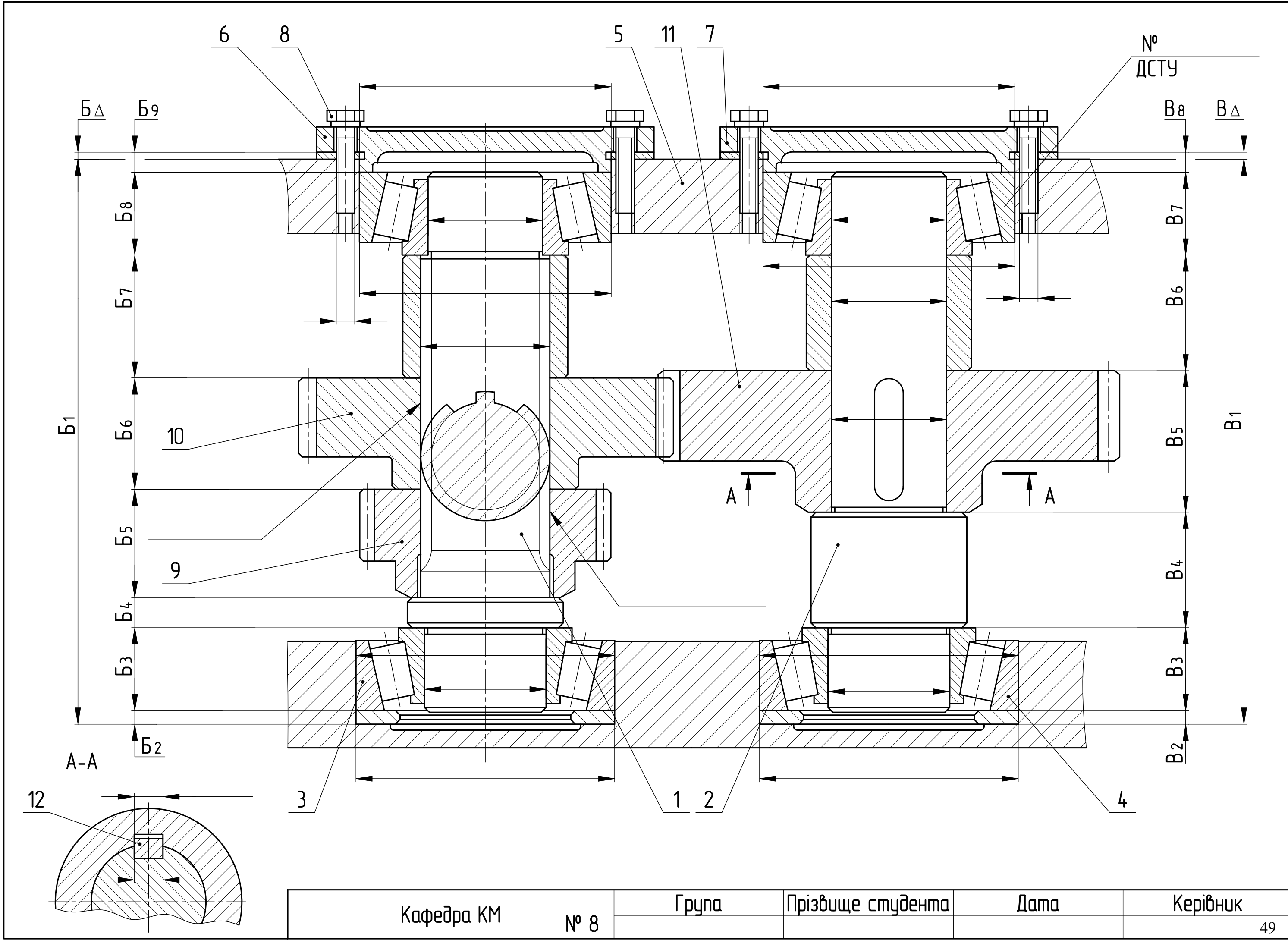
Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є товщина прокладки B_{Δ} , яку встановлено для регулювання зазору в конічних підшипниках лівого вала 1.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є товщина прокладки B_{Δ} , яку встановлено для регулювання зазору в конічних підшипниках правого вала 2.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	

*Вінцева шестерня – це зубчасте колесо, у якого зубчастий вінець (обід колеса) виготовлено окремо, а потім з'єднано з маточиною.



Варіант 9

ВУЗОЛ ПРИВОДУ РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛА

У корпусі 1 приводу розподільного вала, наведеному нижче, встановлено два роликових конічних підшипники 2 та кульковий радіальний підшипник 3, в яких змонтовано швидкохідний вал 4.

Швидкохідний вал 4 отримує обертання від шківів 5 за допомогою шпонки 6. Посадка шківів 5 на вал 4 має забезпечити роботу вузла без вібрацій, динамічних навантажень та шуму під час роботи за рахунок зниження неврівноваженості деталей. Тому наявність значних зазорів у з'єднанні шківів 5 на валу 4 є небажаною.

Задане осьове положення та фіксацію шківів 5 на валу 4 забезпечено шліцьовими гайками 18 і 19 та шліцьовими контргайками 20 і 21. Різьба гайок – метрична, крок різьби – дрібний, він залежить від діаметра різьби.

Шестерня 7, яку змонтовано на швидкохідному валу 4, передає крутний момент до парного колеса (на кресленні не показано) за допомогою шпонки. Посадка шестерні на вал має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця у зібраній передачі.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 4 та у зубчастому колесі 7.

Відносну нерухомість шестерні 7 та вала 4 забезпечено встановлювальним гвинтом 8 з конічним кінцем. Різьба встановлювального гвинта 8 – метрична кріпильна, крок великий.

З правого боку вала 4 роликові конічні підшипники 2 встановлено в нерухомий стакан 9. Підшипниковий вузол закрито кришкою 10, яку закріплюють на фланці стакана 9 гвинтами з метричною різьбою. Призначаючи посадку кришки 10 у стакан 9, слід врахувати, що кришку 10 вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, точність з'єднання – невисока.

Регулювання осьових зазорів конічних підшипників 2 забезпечено втулкою 11, яку переміщують вздовж осі кришки 10 гвинтом 12 та стопорять гайкою 13. Різьба з'єднання – метрична, для підвищення точності регулювання крок різьби має бути дрібний, а зазор у різьбових з'єднаннях – мінімальний.

З лівого боку вала 4 кульковий підшипник 3 встановлено в нерухомому стакані 14. Кришку 15, яка має отвір для виходу кінця вала 4 та гніздо для розміщення ущільнювача, закріплено в стакані 14 гвинтами з метричною кріпильною різьбою. Посадка кришки 15 у стакан 14 має забезпечити легкий монтаж деталей, точність з'єднання невисока.

Посадки стаканів 9 і 14 у корпус 1 мають забезпечувати високу точність центрування, бо їх радіальні зміщення у межах зазорів, або перекося, негативно впливають на якість роботи зубчастих передач.

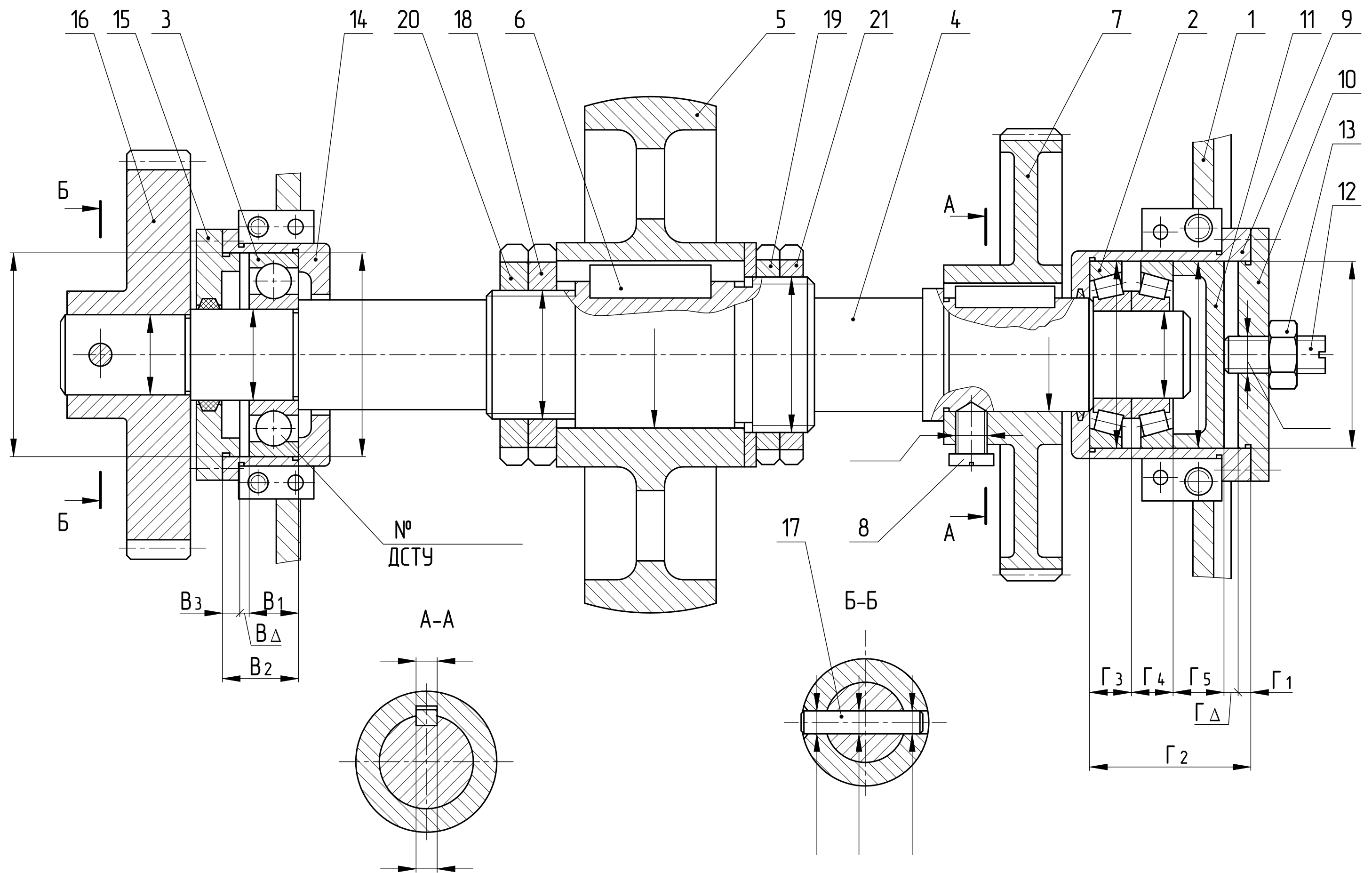
На лівому кінці вала 4 встановлено шестерню 16. Нерухомість з'єднання та передачу крутного моменту забезпечено штифтом 17. Під час призначення посадок необхідно врахувати, що штифт 17 досить щільно проходить через вхідний отвір зубчастого колеса 16 і вала 4 та запресовується у вихідному отворі зубчастого колеса 16.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор Γ_{Δ} між рухомою втулкою 9 і кришкою 10.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 9	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					52

Варіант 10

ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

Вузол проміжного вала коробки швидкостей, наведений нижче, призначений для вмикання та вимикання веденого колеса *1* шляхом переміщення рухомої муфти *2* вздовж шліцьового вала *3*. Шліцьовий вал *3* встановлено у чавунному корпусі *4* коробки швидкостей у двох кулькових радіальних підшипниках *5* та *6*, змонтованих в стаканах *7* та *8*. Стакани *7* і *8* розміщено в гніздах корпусу *4* нерухомо, закрито глухими кришками *9* і *10* та закріплено гвинтами *11*.

Посадки стаканів *7* і *8* у корпус *4* мають забезпечувати високу точність центрування, бо їх радіальні зміщення у межах зазорів, або перекоси, негативно впливають на якість роботи зубчастих передач.

При вмиканні муфти *2* шляхом її зміщення на шліцах вала *3* праворуч, торцеві зуби муфти *2* входять в зачеплення з торцевими зубами на ведучому зубчастому колесі *12*. Таким чином, обертання від зубчастого колеса *12* через муфту *2* передається до шліцьового вала *3*, а від нього – до веденого зубчастого колеса *1*.

При вимиканні муфти *2*, вона за допомогою вилки (на кресленні не показано) переміщується ліворуч і виходить з контакту з зубчастим колесом *12*. Обертання вала *3* разом з веденим колесом *1* припиняється, а ведуче зубчасте колесо *12* продовжує обертатися на бронзовій втулці *13*.

Втулку *13* запресовано на шліцьовому валу *3* нерухомо, а з зубчастим колесом *12* втулка *13* утворює підшипник ковзання. Між бронзовою втулкою *13* та внутрішнім кільцем підшипника *6* на валу *3* встановлено дистанційну втулку *14*. Посадка дистанційної втулки на вал має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу.

Під час вибору способу центрування шліцьового з'єднання необхідно врахувати, що зубчасте колесо *1* є нерухомим відносно вала *3*, а муфта *2* має періодично переміщуватися вздовж вала та зачіплятися з торцевими зубами зубчастого колеса *12*. Посадка зубчастого колеса *1* на вал *3* має забезпечити високу

точність центрування, бо наявність значних зазорів негативно впливає на повноту контакту зубів коліс та плавність роботи передачі.

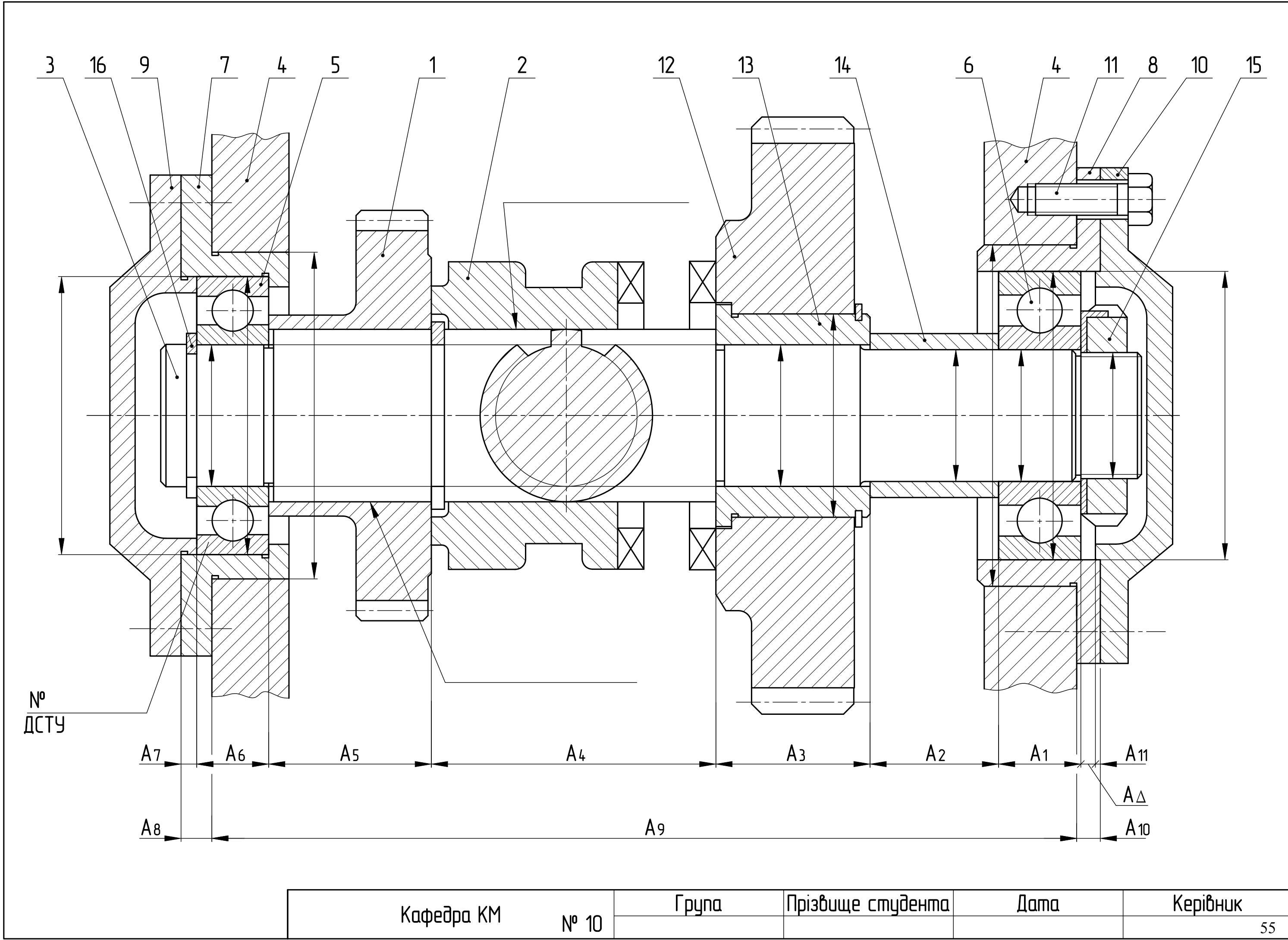
Осьову фіксацію підшипників 5 і 6 та нерухомих деталей на валу 3 забезпечено з лівого боку пружинним упорним плоским кільцем 16, а з правого боку – круглою шліцьовою гайкою 15 зі стопорною багатолапчастою шайбою. Різьба шліцьової гайки 15 – метрична, крок різьби – дрібний та залежить від діаметра різьби.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор A_{Δ} між зовнішнім кільцем підшипника 6 та кришкою 10, необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



№
ДСТУ

Кафедра КМ		Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
№ 10					55

Варіант 11

ВУЗОЛ ФАРТУХА РЕВОЛЬВЕРНОГО ВЕРСТАТА

У чавунному корпусі 1 фартуха револьверного верстата, наведеному нижче, встановлено два роликових конічних підшипники 2, в яких обертається вал-шестерня 3.

Вал-шестерня 3 передає обертання до зубчастого колеса 4 за допомогою шпонки 5. Посадка нерухомого зубчастого колеса 4 на валу 3 має забезпечити високу точність центрування, бо радіальне зміщення колеса в межах зазору впливає на повноту контакту зубів коліс та плавність роботи передачі. Важливо передбачити можливість розбирання деталей в процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 5 і шпонкових пазів на вал-шестерні 3 та у зубчастому колесі 4.

Між підшипником 2 та зубчастим колесом 4 встановлено дистанційне кільце 9. Посадка дистанційного кільця 9 на вал-шестерню 3 має забезпечити його вільне переміщення для щільного прилягання до торців суміжних деталей.

Підшипникові вузли, для захисту деталей від зовнішніх впливів, закрито кришками 6 та 7, які закріплено на корпусі 1 гвинтами 8. Призначаючи посадки кришок 6 та 7 в корпус 1, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднань невисока.

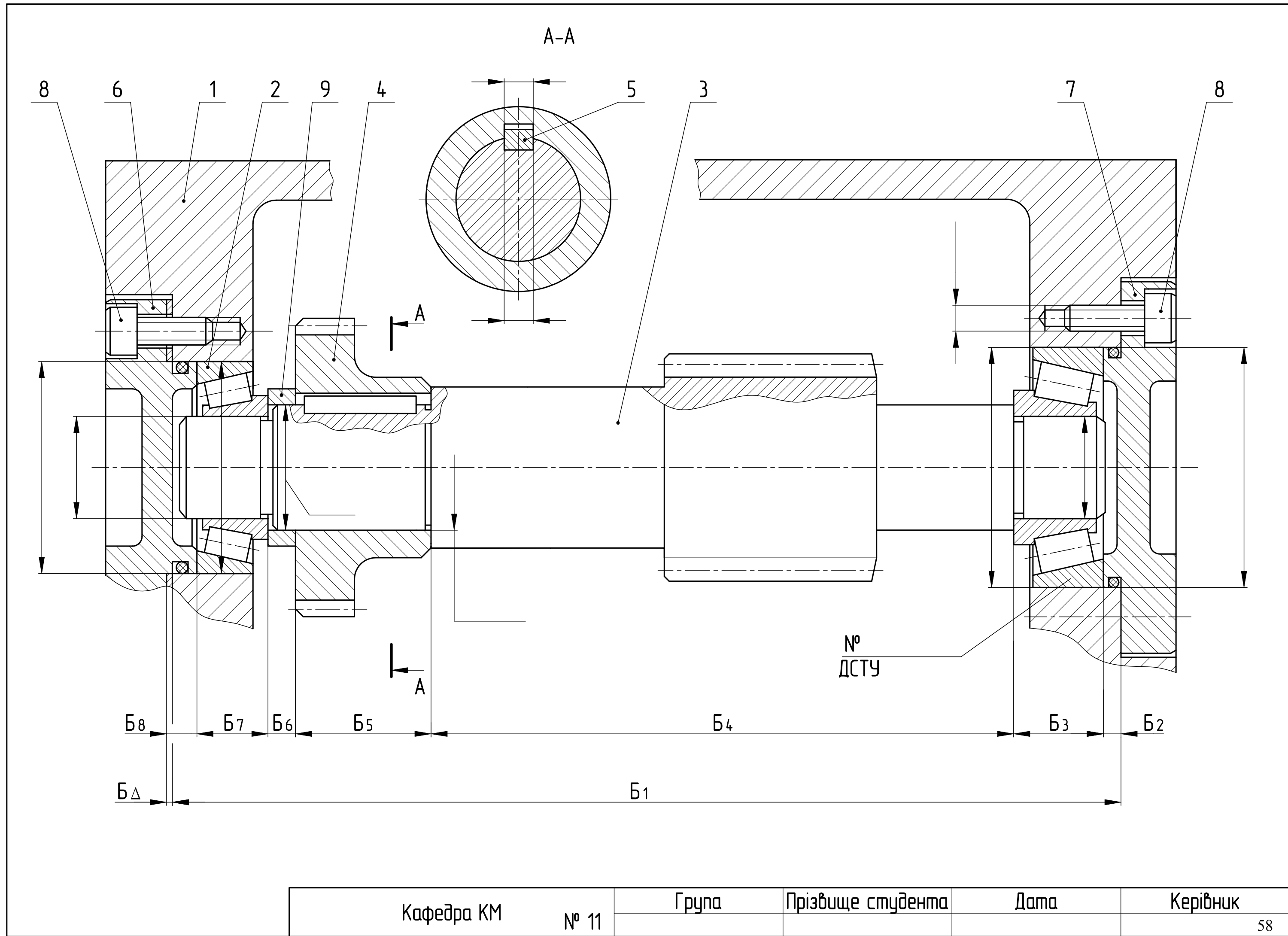
Різьба гвинтів 8 – кріпильна метрична. Гвинти повинні вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу 1.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є товщина прокладки B_{Δ} , яку встановлено для регулювання осьового зазору в конічних підшипниках вала-шестерні 3.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Варіант 12

ВУЗОЛ РЕВОЛЬВЕРНОЇ ГОЛОВКИ

Вузол револьверної головки, наведений нижче, призначений для передачі обертання револьверній головці.

Деталі вузла змонтовано у чавунному корпусі *1* револьверної головки. Вал *2* обертається у двох кулькових радіально-упорних підшипниках *3* і *4*, розміщених у гніздах корпусу *1*. На валу *2* нерухомо встановлено гвинтове зубчасте колесо *5*, яке отримує обертання від гвинтового колеса *6*, встановленого на валу *7*. Осі валів *2* та *7* є мимобіжними прямим з міжосьовим кутом 90° .

Крутний момент від вала *7* до колеса *6* та від колеса *5* до вала *2* передається призматичними шпонками *8* та *9*. Посадки зубчастих коліс *5* і *6* на валах *2* і *7*, відповідно, мають забезпечити центрування високої точності, бо радіальне зміщення коліс негативно впливає на повноту контакту зубів та плавність роботи передачі. Важливо передбачити можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки *8* і шпонкових пазів на валу *7* та у зубчастому колесі *6*.

Осьова фіксація підшипника *3*, зубчастого колеса *5* та дистанційних кілець *10* та *11* на валу *2* забезпечено пружинним упорним плоским кільцем *12*. Посадки дистанційних кілець *10* та *11* на вал *2* повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей.

Підшипникові вузли, для захисту деталей від зовнішніх впливів, закрито кришками *13* та *14*, які закріплено на корпусі *1* гвинтами *15*. Ліва кришка *13* – глуха, а права кришка *14* має наскрізний отвір для виходу шліцьового кінця вала *2* та гніздо для розміщення ущільнювача *16*.

Задане відносне положення гвинтових зубчастих коліс *5* і *6*, для їх правильного зачеплення, досягається осьовим зміщенням вала *2* відносно колеса *5* за

рахунок вибору товщини прокладки 17, яку встановлено між фланцем кришки 14 та корпусом 1.

Призначаючи посадки кришок в корпус, потрібно забезпечити легке складання та невисоку вартість їх обробки.

Різьба гвинтів 15 – кріпильна метрична. Гвинти повинні вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу 1.

Шліцьовий кінець вала 2 призначений для з'єднання з муфтою (на кресленні не показано).

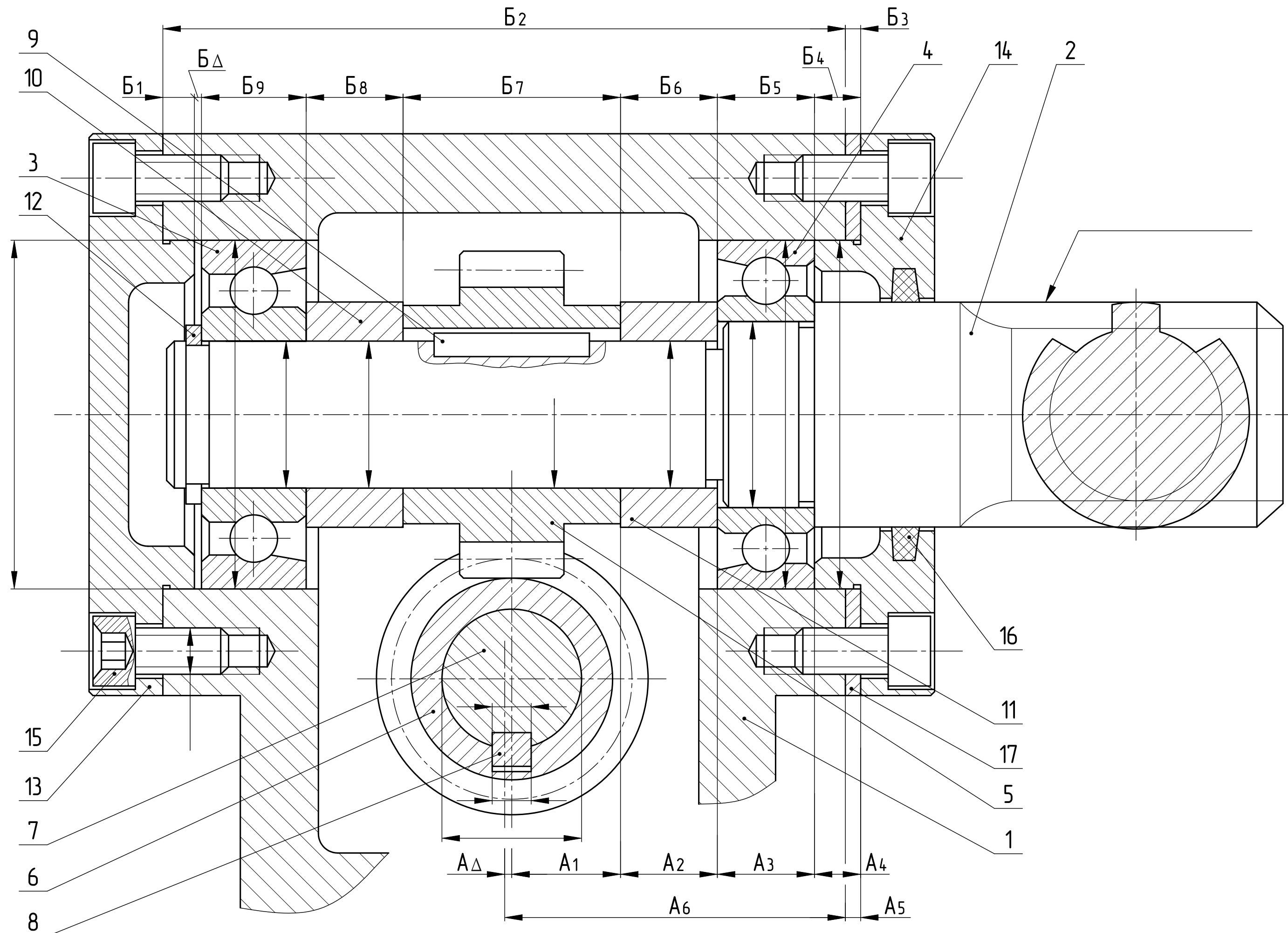
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга А є зміщення A_{Δ} площини симетрії гвинтового зубчастого колеса 5 відносно осі колеса 7.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 12	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
				61	

Варіант 13

ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ УПОРА МАТЕРІАЛУ

У роз'ємному корпусі 1 механізму упора, наведеному нижче, у двох кулькових радіальних підшипниках 2 обертається вал 3. На валу 3 встановлено черв'ячне колесо 4, яке отримує обертання від черв'яка 5.

Крутний момент від колеса 4 до вала 3 передається шпонкою 5. Посадка черв'ячного колеса 4 на вал 3 має забезпечити центрування високої точності, бо наявність значних зазорів негативно впливає на биття зубчастого вінця в зібраній передачі, повноту контакту зубів та плавність роботи передачі. З'єднання періодично розбирають для проведення регламентного обслуговування вузла.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 5 і шпонкових пазів на валу 3 та у черв'ячному колесі 4.

На валу 3 між правим підшипником 2 і черв'ячним колесом 4 встановлено дистанційне кільце 6. Точність з'єднання невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

На шліцьовій ділянці вала 3 встановлено блок-шестерню 7, яку періодично переміщують вздовж осі вала для зачеплення з іншими зубчастими колесами (на кресленні не показано). Шліцьове з'єднання блок-шестерні 7 на валу 3 має прямобічний профіль шліців. Вибраний спосіб центрування та посадки приєднувальних поверхонь мають забезпечити високу точність центрування та взаємну рухомість деталей.

Для захисту деталей вузла від зовнішніх впливів отвори корпусу 1 закрито з обох боків глухими кришками 8 і 9. Посадки кришок 8 і 9 у корпус мають забезпечити їх легкий монтаж та невисоку вартість їх виготовлення.

В середній частині вала 3 у стінці отвору корпусу 1, для захисту черв'ячної передачі від потрапляння забрудненого мастила, розміщено додаткову кришку 10 з гніздом для манжетного ущільнювача. Центрування кришки 10 в отворі

корпусу 1 має бути задовільним, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача 11.

Кришки 8, 9 та 10 закріплено на корпусі 1 гвинтами 12. Різьба гвинтів 12 – кріпильна метрична. Гвинти 12 повинні вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу 1.

Точність осевого положення черв'ячного колеса 4 досягається компенсаційними прокладками 13, які встановлено між фланцем кришки 8 та корпусом 1.

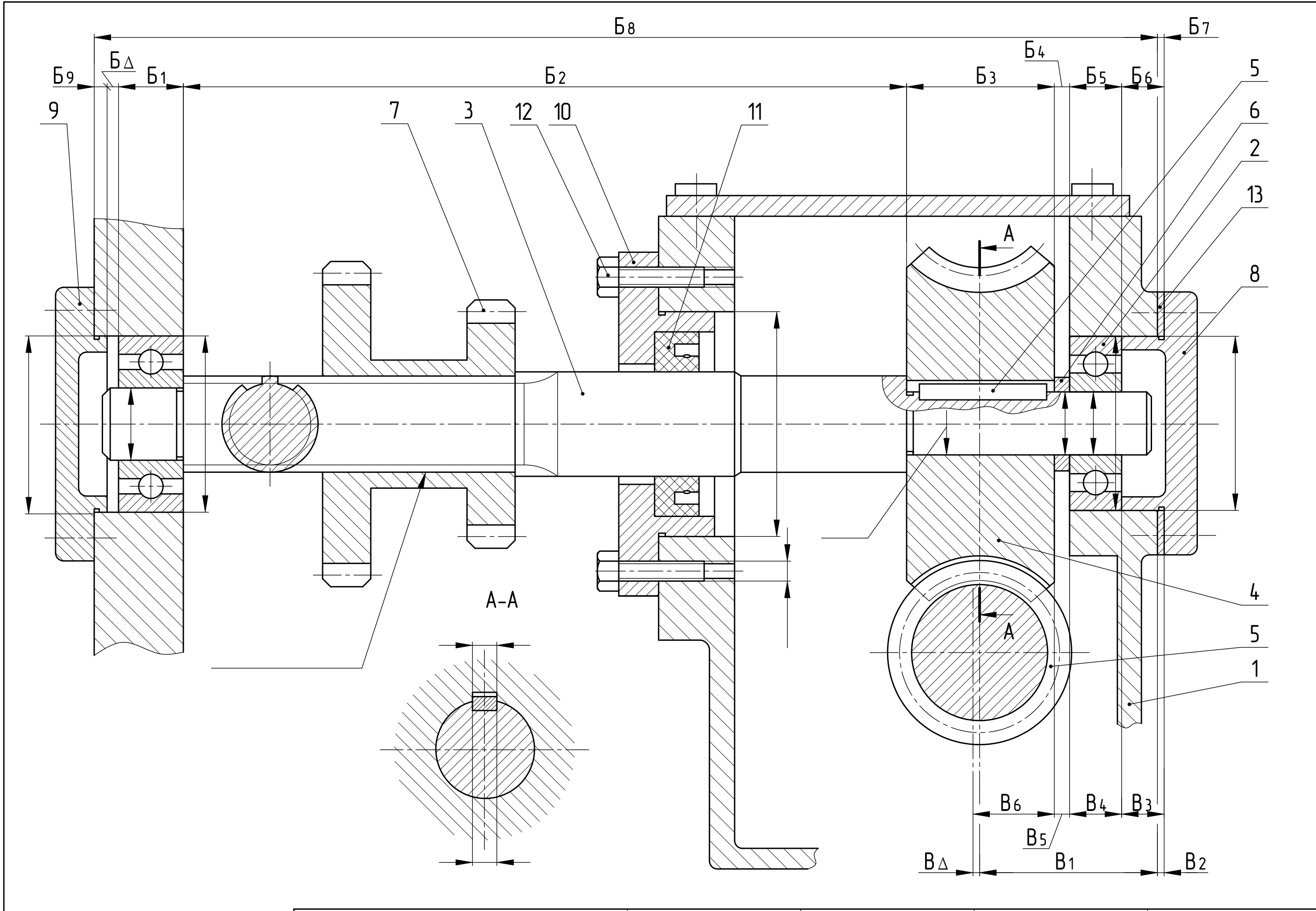
Вузол розбирають під час капітального ремонту верстата.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} площини симетрії черв'ячного колеса 4 відносно осі черв'яка 5.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ		Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
№ 13					

Варіант 14

ВУЗОЛ ШКІВА КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вузол шківа клинопасової передачі, наведений нижче, призначений для передачі обертального руху від шківа 1 до привідної шестерні 2 виконавчого механізму. Для розвантаження веденого шліцьового вала 3, від дії радіального навантаження з боку паса клинопасової передачі, шків 1 змонтовано у двох кулькових радіальних підшипниках 4 на нерухомому фланці 5.

Фланець 5 закріплено на корпусі 6 трьома гвинтами 7. Ведений шліцьовий вал 3 змонтовано у двох радіальних кулькових підшипниках 8 і 9. Лівий підшипник 8 встановлено в посадковому отворі фланця 5, а правий підшипник 9 – безпосередньо в гнізді корпусу 6, співвісно з віссю посадкового отвору фланця 5. Точність центрування фланця 5 в отвір корпусу 6 повинна бути задовільною, оскільки манжета, розміщена у гнізді фланця, має щільно прилягати до веденого шліцьового вала 3, без перекосів, для недопущення витікання мастила з корпусу 6.

Крутний момент від шківа 1 за допомогою циліндричних штифтів 10 та гвинтів 11 передається до фланця 12, а далі – шпонкою 13 до веденого шліцьового вала 3. Посадка фланця 12 в отвір шківа 1 має забезпечити роботу вузла без вібрацій, динамічних навантажень та шуму, за рахунок зниження невірності деталей, тому наявність значних зазорів у з'єднанні є небажаною.

Штифти 10 запресовують в отвори на шківі 1, з'єднують з отворами у фланці 12 та затягують гвинтами 11. Різьба гвинтів 11 – метрична кріпильна. Посадка веденого вала 3 в отвір фланця 12 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо наявність надмірних зазорів призводить до радіально биття поверхонь швидкохідних деталей в процесі роботи вузла. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 13 і шпонкових пазів на валу 3 та у фланці 12.

Обертання від вала 3 до привідної шестерні 2 передає шліцьове з'єднання з прямобічним профілем. Вибраний спосіб центрування та посадки приєднуваль-

них поверхонь мають забезпечити високу точність центрування та взаємну нерухомість деталей.

Осьову фіксацію підшипника 8, привідної шестерні 2 та інших деталей, встановлених на валу 3, забезпечено з правого боку вала пружинним упорним плоским кільцем 14, а з лівого боку – шліцьовою гайкою 15 зі стопорною багатоплощинною шайбою 16. Різьба шліцьової гайки 15 – метрична, крок різьби – дрібний, він залежить від діаметра різьби. Посадка гладкого циліндричного дистанційного кільця 17 на шліцьовий вал 3 повинна забезпечити можливість переміщення кільця та його щільне прилягання до торцевих поверхонь суміжних деталей.

Для захисту вузла від зовнішніх впливів, з правого боку шліцьового вала 3 підшипниковий вузол закрито кришкою 18. Посадка кришки 18 у корпус 6 має забезпечити легкий монтаж деталей, точність з'єднання невисока.

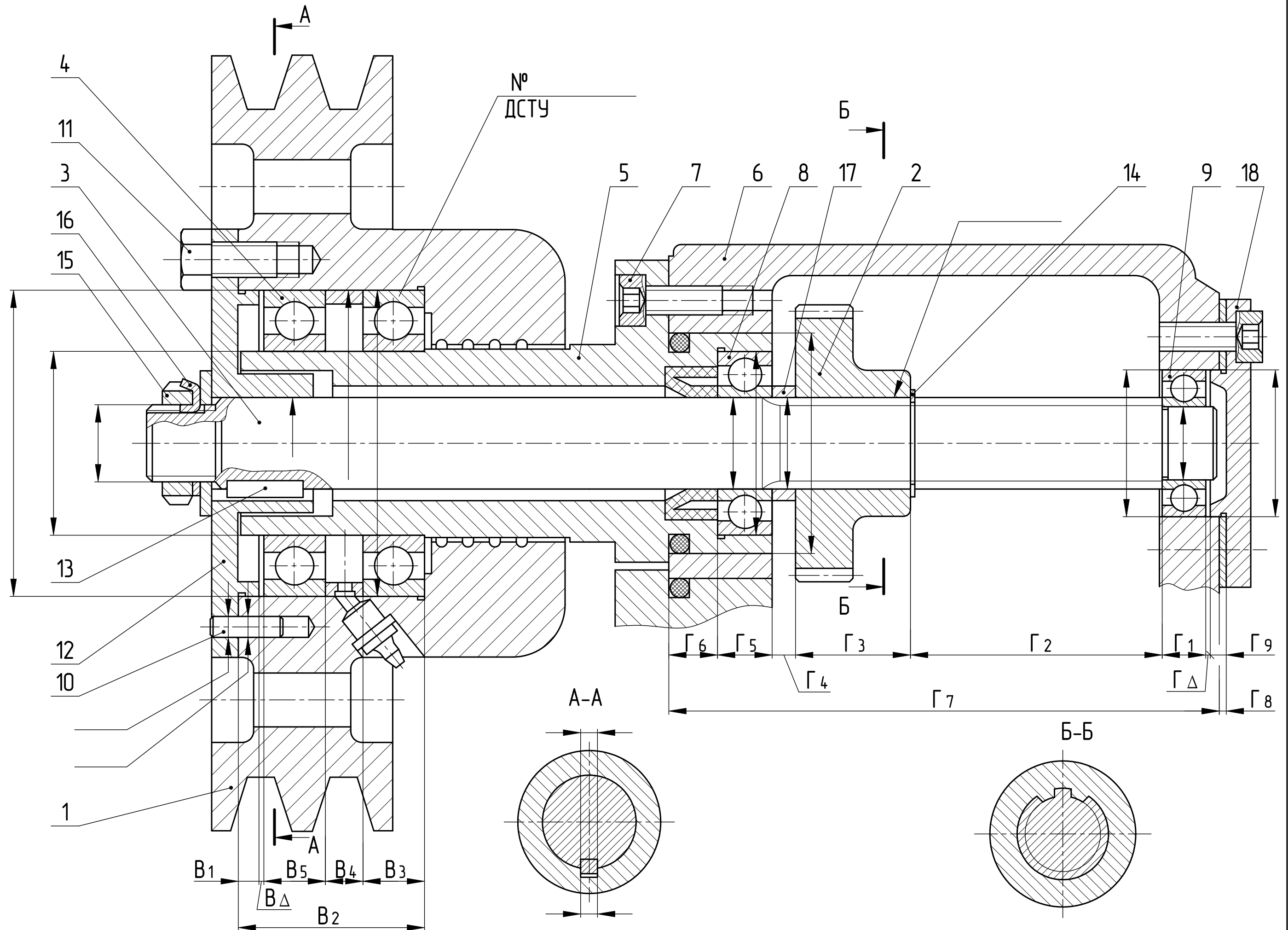
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор ВΔ між торцем фланця 12 та підшипником 4, необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Г є зазор ГΔ, необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників вала 3.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 14	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					67

Варіант 15

ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ ВЕРСТАТА

У нерухомому чавунному корпусі *1* вузла механізму подачі верстата, наведеному нижче, встановлено два кулькових радіальних підшипники *2*, в яких обертається вал *3*. На валу *3* вільно обертається конус *4* разом з двома запресованими бронзовими втулками *5*.

Посадки конуса *4* з втулками *5* утворюють нерухомі нероз'ємні з'єднання, але треба врахувати, що втулки *5* тонкостінні та, за великого натягу, можуть деформуватись. Точність з'єднань невисока. Посадки втулок *5* на вал *3* є рухомими. Між деталями потрібно забезпечити гарантовані зазори для розміщення шару мастильного матеріалу і зниження тертя ковзання.

Конуси *6* і *7* обертаються разом з валом *3*, взаємна нерухомість з'єднання забезпечується шпонкою *8*. Посадка конусів *6* і *7* на вал *3* має забезпечити центрування середньої точності, бо наявність значних радіальних зазорів викликає перекіс конусів.

Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки *8* і шпонкових пазів на валу *3* та в отворах конусів *6* і *7*.

Між лівим підшипником *2* та конусом *7* встановлено дистанційне кільце *8*. Посадка дистанційного кільця *8* на вал *3* має забезпечити його вільне переміщення до прилягання з торцями сусідніх деталей.

Від зовнішніх впливів підшипниковий вузол захищено кришкою *9*, яку закріплено на корпусі гвинтами *10*. Призначаючи посадку для з'єднання кришки *10* з корпусом *1*, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Різьба гвинтів *10* - кріпильна метрична. Гвинти повинні вільно вкручуватись у гнізда корпусу *1*. Різьба гайки *11* - кріпильна метрична, крок великий.

Точність осьового положення конусів досягається дистанційним кільцем *12*, яке встановлено між фланцем кришки *10* та корпусом *1*.

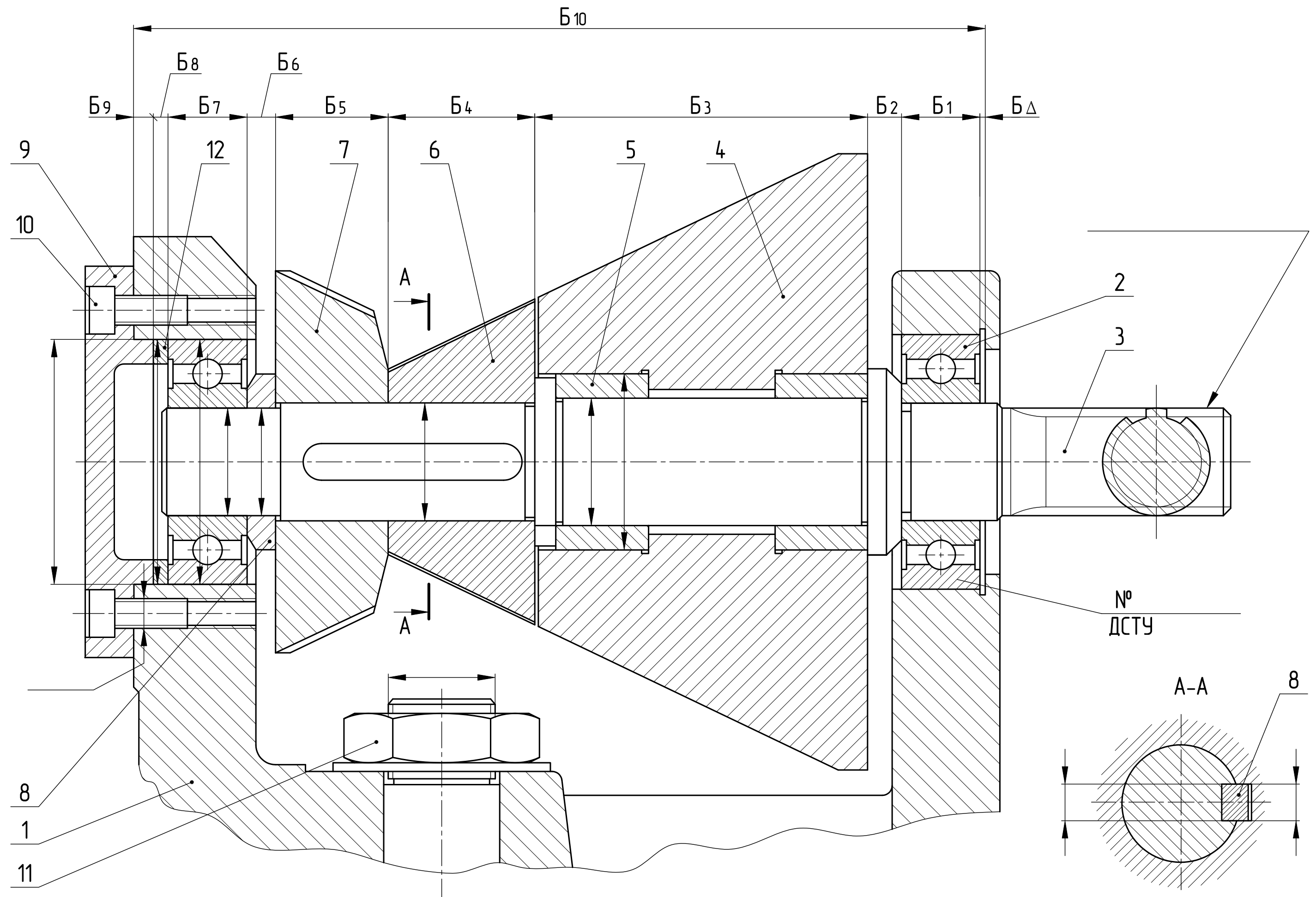
Шліцьовий кінець вала 3 призначений для з'єднання з муфтою (на кресленні не показано).

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 15	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					70

Варіант 16

ВУЗОЛ ПРИВОДА ПОПЕРЕЧНОЇ ПОДАЧІ СТОЛА

У чавунному корпусі 1 вузла привода поперечної подачі стола, наведеному нижче, вертикально встановлено стакан 2, закріплений гвинтами. У стакані 2 у двох кулькових радіальних підшипниках 3 змонтовано порожнистий конічний вал-шестерню 4. Обертання від вхідного зубчастого колеса 5 через шпонку 6 передається до вала 7, а далі, за допомогою шліцьової передачі, до порожнистого конічного вала-шестерні 4.

Посадка зубчастого колеса 5 на вал 7 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого колеса в зібраній передачі. Відносну нерухомість зубчастого колеса 5 та вала 7 забезпечено шпонкою 6 та пружинним упорним плоским кільцем 8. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпоноквого з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 6 і шпоноквих пазів на валу 7 та у зубчастому колесі 5.

Конічний порожнистий вал-шестерня 4 базується по циліндричній поверхні вертикального вала 7. Призначаючи посадку, необхідно забезпечити високу точність збігу осей посадкових поверхонь. Шліцьове з'єднання з прямобічним профілем вала-шестерні 4 з валом 7 є нерухомим і призначене для передачі крутного моменту. Нероз'ємність з'єднання забезпечено торцевою шайбою та двома гвинтами 9.

Посадка стакану 2 в корпус 1 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану в межах зазору (або його перекис) впливає на повноту контакту зубів шестерень.

Обертання від конічного вала-шестерні 4 передається до порожнистого конічного вала-шестерні 10, а від нього може передаватися до горизонтального вала 11 поперечної подачі стола за допомогою зубчастої муфти (на кресленні не показано). Муфта під час вмикання переміщується зліва направо по шліцах вала 11 та зачіплюється з торцевими зубцями конічного вала-шестерні 10. Якщо муфта вимкнена, то порожнистий вал-шестерня 10 вільно обертається відносно вала 11. Призначаючи посадку порожнистого вала-шестерні 10 на вал 11, слід

врахувати необхідність змащення контактних поверхонь мастильним матеріалом для зниження сил тертя ковзання.

Конічний вал-шестерня 10 встановлено на двох роликових конічних підшипниках 12, розміщених всередині стакана 13. Під час призначення посадки для з'єднання корпус 1 – стакан 13 необхідно забезпечити високу точність їх центрування та можливість осевого переміщення. Наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала-шестерні і призводить до перекосу кілець підшипника, збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Осьова фіксація підшипників та дистанційних кілець, розміщених на вертикальному валу-шестерні 4 та горизонтальному валу-шестерні 10 здійснюється, відповідно, шліцьовими гайками 14 і 15 та стопорними багатолапчастими шайбами 16 і 17. Посадки дистанційного кільця 18 з валом-шестернею 4 та кільця 19 з валом-шестернею 10 мають забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей. Різьба шліцьових гайок 14 та 15 – метрична, крок – дрібний, він залежить від діаметра різьби.

Підшипниковий вузол горизонтального вала-шестерні 10 закрито кришкою 20 з ущільнювачем та закріплено на корпусі 1 гвинтами 21 з метричною кріпильною різьбою. Призначаючи посадку кришки 20 у стакан 9, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Точність осевого положення вертикального і горизонтального конічних валів-шестерень 4 і 10 досягається компенсаційними прокладками 22 і 23, які встановлено, відповідно, між фланцями стаканів 2 і 13 та корпусом 1.

Шліцьовий кінець горизонтального вала 11 призначений для з'єднання з муфтою (на кресленні не показано).

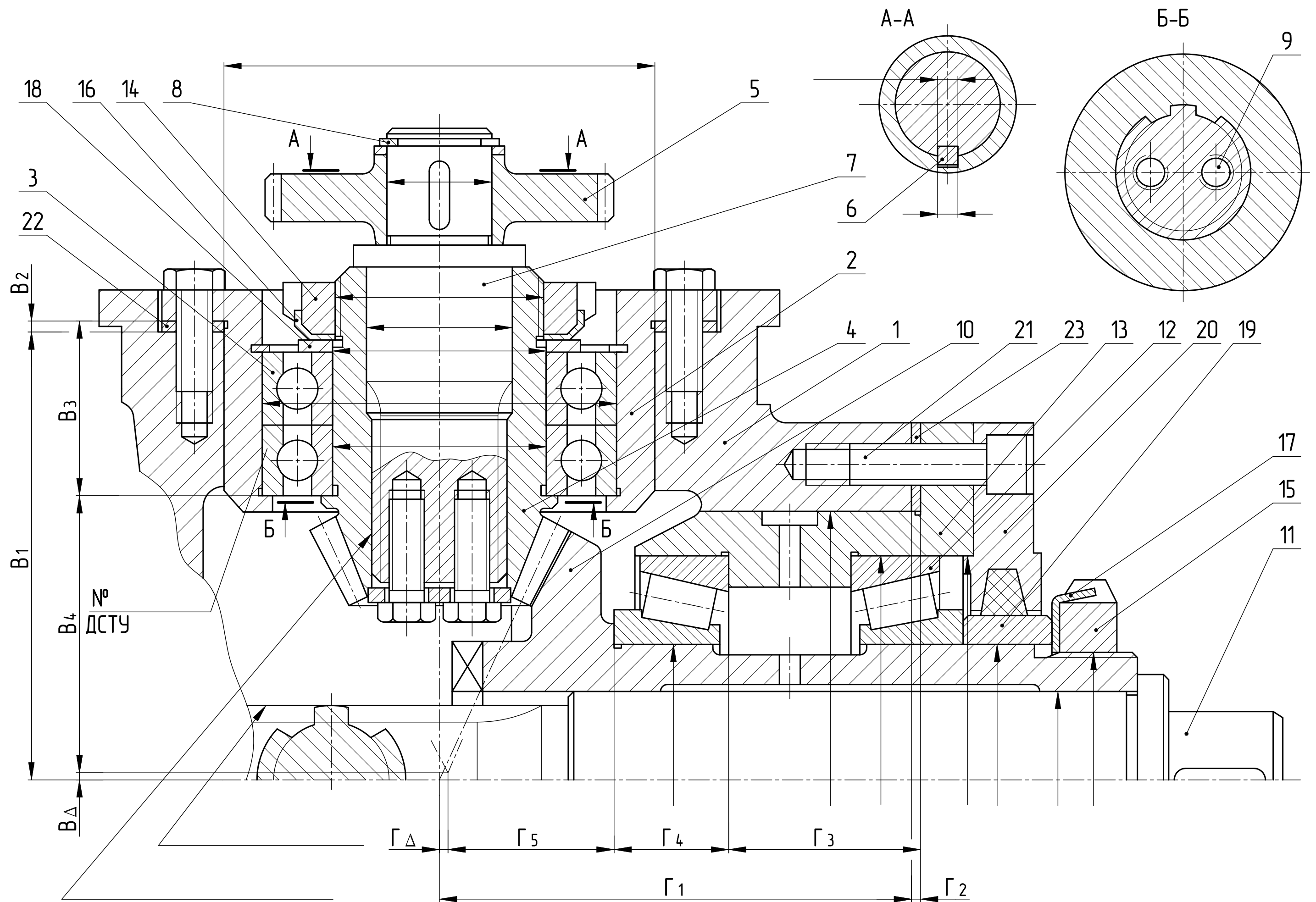
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса вала-шестерні 4 у вертикальному напрямку відносно її номінального положення.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Γ є зміщення Γ_{Δ} осі ділильного вала-шестерні 10 у горизонтальному напрямку відносно її номінального положення.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів	k			
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)	R			
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 16	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					74

Варіант 17

ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ ПОПЕРЕЧНОЇ ПОДАЧІ

Вузол механізму, наведений нижче, призначений зміни поперечної подачі стола верстата. Зміна подачі стола здійснюється переміщенням сухаря 1 по Т-подібних напрямних водила 2. Чим більшою є відстань між осями сухаря 1 та водила 2, тим більшою є подача. Сухар 1 повертається навколо втулки 3, яку насаджено на вісь* 4 та притиснуто до торцевої поверхні водила 2 гайками 5. Різьба гайок 5 – метрична кріпильна.

Обертання від конічної шестерні 6 через шпонку 7 передається до вала 8 і водила 2. Посадки конічної шестерні 6 і водила 2 на вал 8 мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає як на биття зубчастого вінця в зібраній передачі, так і на биття водила. Осьову фіксацію деталей на валу забезпечено гвинтом 9 з метричною кріпильною різьбою. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на вал 8 та у шестерні 6. Між шестернею 6 та водилом 2 розміщено дистанційне кільце 10. Точність з'єднання невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Лівою опорою вала 8 є роликовий конічний підшипник 11, зовнішнє кільце якого змонтовано в корпусі 12, підшипник зафіксовано з обох боків пружинними упорними плоскими кільцями. Внутрішнє кільце правого роликового конічного підшипника 13 встановлено на маточині конічної шестерні 6, а зовнішнє кільце – в стакані 14, розміщеному в гнізді корпусу 12. Стакан 14 у корпусі закріплено гвинтами. Посадка стакану 14 в корпусі 12 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану в межах зазору (або його перекид) негативно впливає на повноту контакту зубів коліс. Необхідно також передбачити можливість осьового переміщення стакану, відносно корпусу, для регулювання положення зубчастого вінця шестерні 6, що забезпечує плавність роботи передачі.

Вісь 15 встановлено в той же посадковий отвір, що й підшипник 11, та закріплено на корпусі 12 гвинтами 16 з метричною кріпильною різьбою. Гвинти мають вільно вкручуватися у різьбові отвори корпусу. Точність центрування осі 15 в корпусі 12 – задовільна. На осі 15 встановлено бронзову втулку 17 з важелем 18. Посадка втулки 17 на вісь 15 має забезпечити можливість похитування важеля 18 разом з втулкою 17 на осі 15. Кількість похитувань складає 2 ... 5 на хвилину. Посадка втулки 17 з важелем 18 повинна забезпечити нерухоме нероз’ємне з’єднання.

Кільце 19 та циліндричний штифт 20 обмежують осьове переміщення втулки 17 з важелем 18 відносно осі 15. Штифт 20 вільно проходить через вхідний отвір кільця 19, осі 15 та запресовується у вихідний отвір кільця 19.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} між торцевими поверхнями вала 8 та води́ла 2.

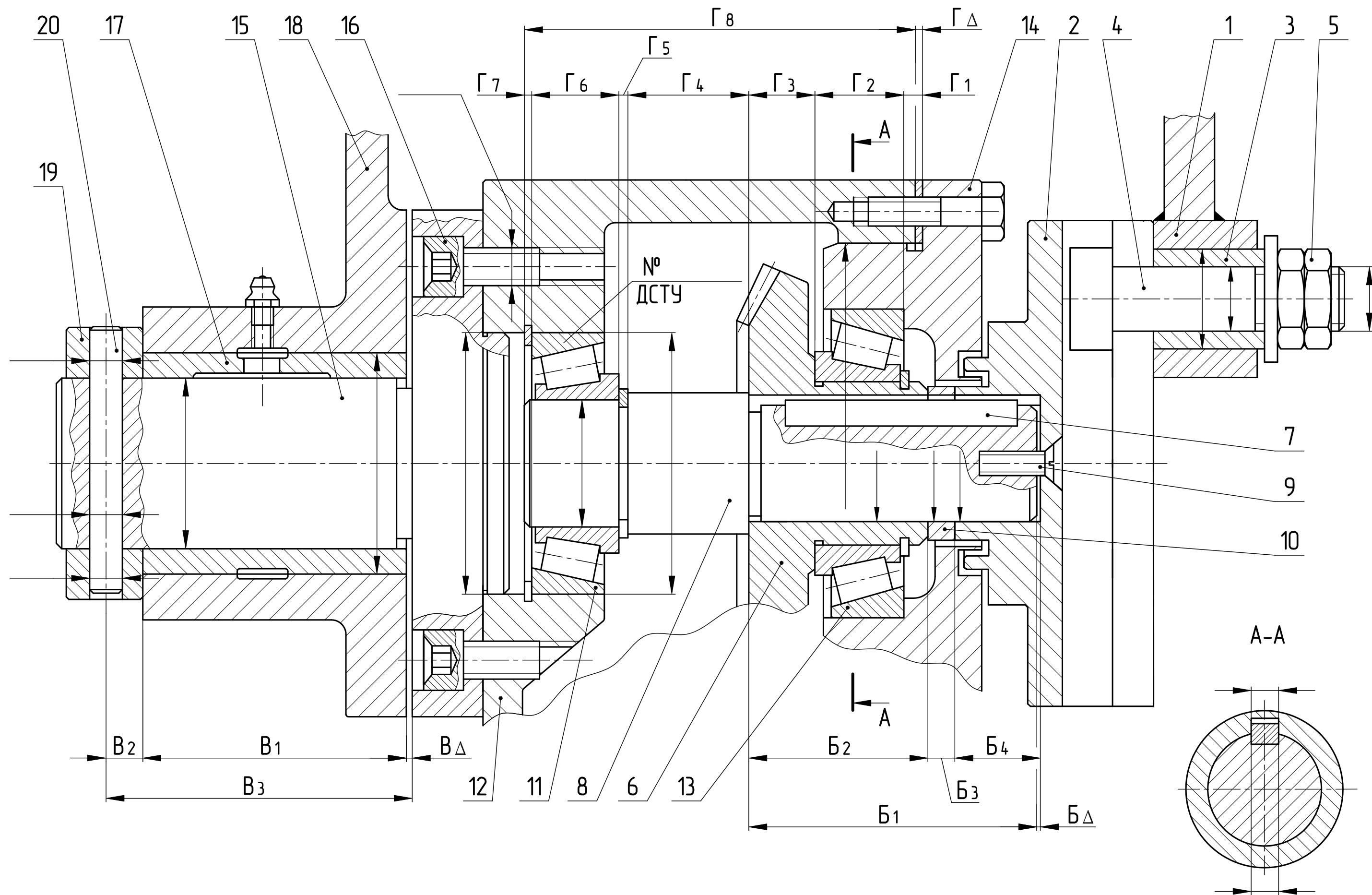
Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор B_{Δ} між важелем 18 та торцем осі 15. (Допуск на ширину кільця 19 призначити за 9 квалітетом).

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Г є товщина компенсаційної прокладки Γ_{Δ} між торцевими поверхнями корпусу 12 і стакану 14.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	

* Вісь – це деталь машин і механізмів, яка призначена лише для підтримки деталей, розміщених на ній, і, на відміну від вала, не бере участі у передачі корисного крутного моменту. Осі можуть бути рухомі та нерухомі.



Кафедра КМ	№ 17	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					77

Варіант 18

ВУЗОЛ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

У роз'ємному корпусі коробки швидкостей, наведеній нижче, що складається з нижньої частини 1 та верхньої частини 2, змонтовано два вали. Порожнистий вал 3 отримує обертання через шліцьовий отвір з прямобічним профілем, розташований у нижній частині вала. Вал 3 передає обертання через зубчасті колеса 4 і 5 до блок-шестерні 6 на валу 7. Від вала 7 обертання передається до зубчастого колеса 8, яке зачіпляється з парним колесом (на кресленні не показано).

Порожнистий вал 3 змонтовано у двох конічних радіально-упорних підшипниках 9 і 12. Верхній підшипник 9 розміщено в посадковому отворі корпусу 2 і закрито кришкою 10, яку закріплено на корпусі гвинтами 11.

Нижній підшипник 12 змонтовано в нерухомому стакані 13, який зсередини вставлено в отвір корпусу 1. Нижній підшипниковий вузол закрито спеціальною кришкою 14 з центральним різьбовим отвором. Кришку 14 нагвинчено на кінець вала 3 і зафіксовано встановлювальним гвинтом 15 з конічним кінцем. Різьба гайки 14 – метрична, крок – дрібний. Щоб уникнути витікання мастила з корпусу, зазор у різьбовому з'єднанні має бути якомога меншим.

Крутний момент від вала 3 до зубчастих коліс 4 і 5 передається шпонкою 16. Посадки зубчастих коліс 4 і 5 з валом 3 мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця в зібраній передачі, а також можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 16 і шпонкових пазів на валу 3 та у зубчастому колесі 4.

Посадка дистанційної втулки 17 на вал 3 має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу втулки, а посадка дистанційного кільця 18 на вал – можливість вільного переміщення кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей.

Вихідний вал 7 встановлено на конічних підшипниках 19 і 20. Нижній підшипник 19 розміщено в глухому стакані 21, а верхній 20 – в отворі корпусу 2 і закрито кришкою 22 за допомогою гвинтів 23.

Посадки стаканів 13 і 21 у корпус 1 мають забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стаканів у межах зазорів (або їх перекоси) впливають на повноту контакту зубів коліс та плавність роботи передач. Крім точності центрування до посадок висуваються також вимоги їх нерухомості у процесі роботи та можливість розбирання вузла під час середніх ремонтів.

Призначаючи посадки кришок 10 і 22 у корпус 2, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднань невисока.

Блок-шестерню 6 періодично переміщують вздовж шліцевого вала 7 за допомогою вилки (на кресленні не показано) для зачеплення з зубчастими колесами 4 або 5. Шліцеве з'єднання є прямобічним, вибраний спосіб центрування та посадки по приєднувальних поверхнях мають забезпечити високу точність центрування та рухомість деталей у з'єднанні.

Крутний момент від вала 7 до вихідного зубчастого колеса 8 передається за допомогою нерухомого шліцевого з'єднання з прямобічним профілем. Осьову фіксацію з'єднання забезпечено шайбою та круглою шліцевою гайкою 24. Різьба гайки 24 – метрична, крок – дрібний, він залежить від діаметра різьби.

Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

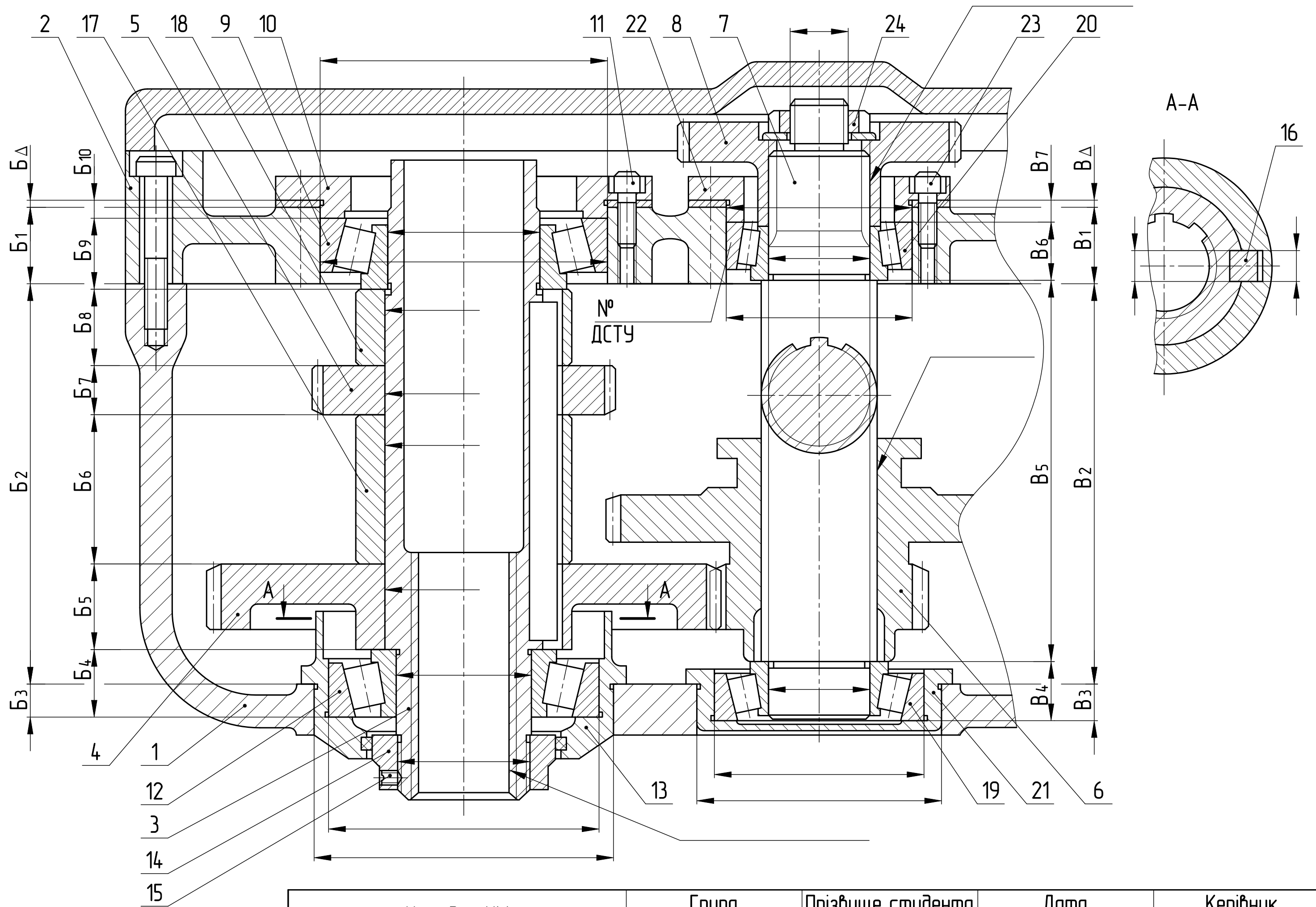
Регулювання осьових зазорів у конічних підшипниках на валах 3 і 7 забезпечено компенсаційними прокладками, які встановлено між фланцями кришок 10 і 22 та корпусом 2.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є товщина компенсаційної прокладки B_{Δ} між торцевими поверхнями корпусу 2 і кришки 10.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є товщина компенсаційної прокладки B_{Δ} між торцевими поверхнями корпусу 2 і кришки 22.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 18	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
				81	

Варіант 19

МЕХАНІЗМ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

У корпусі *1* коробки швидкостей, наведеній нижче, в конічних радіально-упорних підшипниках *2* встановлено вхідний вал *3*. Вал *3* - шліцьовий, на ньому нерухомо встановлено зубчасте колесо *4*, осьове положення якого задано дистанційними кільцями *5* з гладкими циліндричними отворами та зафіксовано встановлювальним гвинтом *6* з конічним кінцем. На валу *3* розміщено блок-шестерню *7*, яка може вільно переміщуватися вздовж осі вала за допомогою вилки (на кресленні не показано).

Під час призначення способу центрування шліцьових з'єднань необхідно врахувати, що вал *3* з зубчастим колесом *4* утворює нерухоме з'єднання, а з блок-шестернею *7* – рухоме. Точність центрування деталей має бути високою, бо це впливає на повноту контакту зубів коліс у зібраній передачі.

Проміжний вал *8* – порожнистий, його змонтовано в корпусі *1* у конічних радіально-упорних підшипниках *9*. Підшипникові вузли валів *3* і *8* для захисту від зовнішніх впливів деталей вузла закрито кришками *10*, які закріплено на корпусі *1* гвинтами *11*. Призначаючи посадки кришок у корпус *1*, слід врахувати, що кришки часто знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднань невисока. Різьба гвинтів *11* – кріпильна метрична, крок – великий. Гвинти повинні вільно вкручуватися в різьбові отвори корпусу *1*.

На валу *8* на двох симетрично розташованих шпонках *12* встановлено зубчасте колесо *13*, яке знаходиться в зачепленні з колесом *4*. Посадка зубчастого колеса *13* на вал *8* має забезпечити центрування високої точності, бо радіальне зміщення колеса в межах зазору (або його перекид) негативно впливає на повноту контакту зубів коліс та плавність роботи передачі. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонок *12* і шпонкових пазів на валу *8* та у зубчастому колесі *13*.

Штифтом *14* порожнистий вал *8* з'єднано з валом *15*, правий шліцьовий кінець якого призначений для з'єднання з муфтою (на кресленні не показано). Призначаючи посадки вала *15* з порожнистим валом *8* та з штифтом *14*, необ-

хідно врахувати, що вал 15 повинен мати можливість незначного радіального переміщення. Циліндричний штифт 14 не повинен випадати з посадкового отвору під дією вібрацій та навантажень у процесі роботи вузла.

Посадки дистанційного кільця 16 у гніздо корпусу 1 та кілець 5 на вал 3 мають забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Вузол розбирають під час капітальних ремонтів.

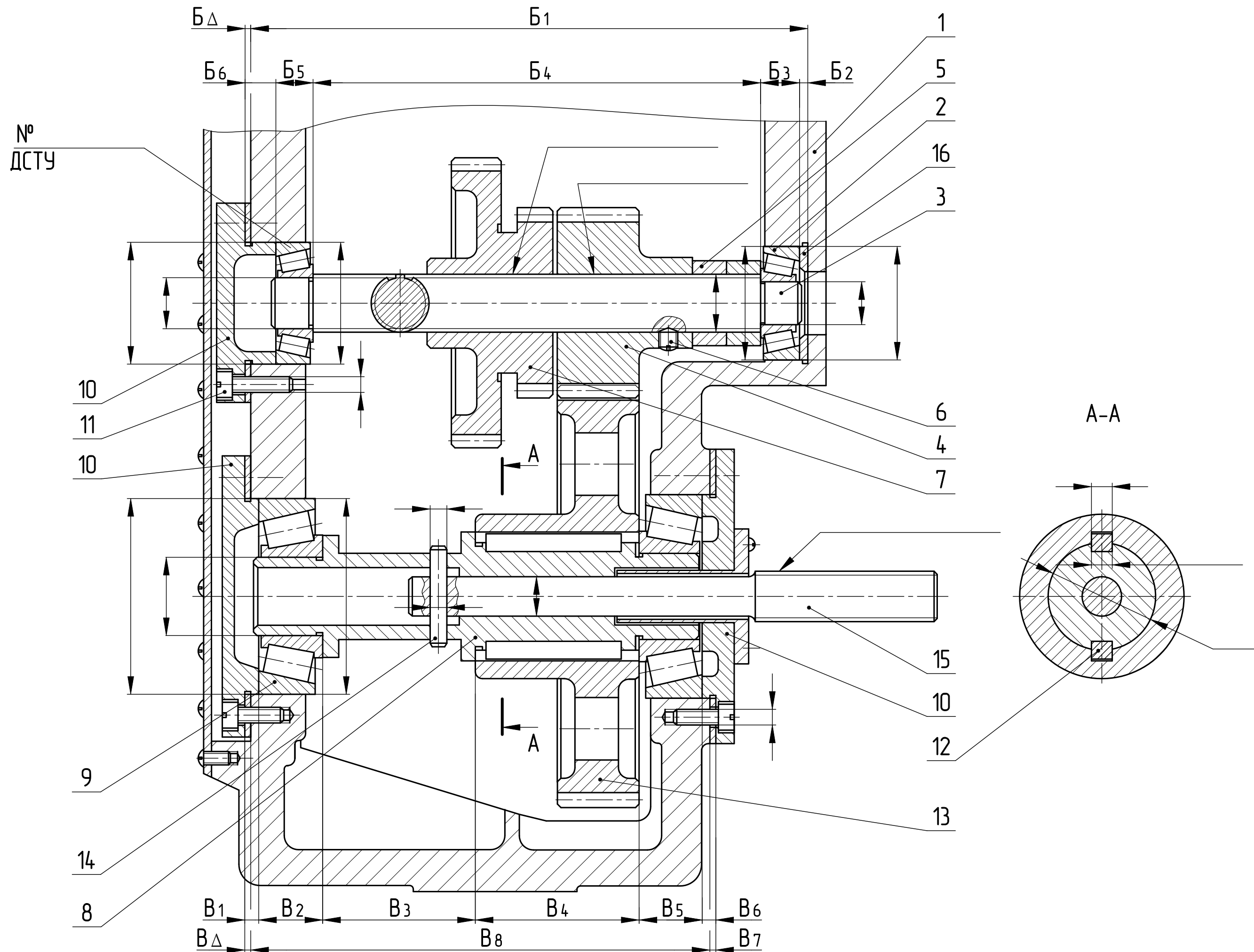
Осьові зазори в кінчних підшипниках регулюють компенсаційними прокладками, які встановлено між торцями кришок та корпусом коробки швидкостей.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є товщина компенсаційної прокладки B_{Δ} для регулювання кінчних підшипників верхнього шліцьового вала 3.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є товщина компенсаційної прокладки B_{Δ} для регулювання кінчних підшипників нижнього порожнистого вала 8.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ

№ 19

Група

Прізвище студента

Дата

Керівник

Варіант 20

МЕХАНІЗМ ВМИКАННЯ РУЧНОГО ПРИВОДУ ПЕРЕМІЩЕННЯ СУПОРТА

Механізм, наведений нижче, змонтовано у чавунному корпусі 1. Порожнистий шпindel 2 встановлено у двох кулькових радіально-упорних підшипниках 3 і 4 та закріплено кришками 5 і 6 з обох боків корпусу. Підшипник 3 розміщено безпосередньо в корпусі 1, а підшипник 4 – у нерухомому стакані 7.

З лівого боку на торцевій поверхні шпинделя 2 штифтами 8 та гвинтами 9 нерухомо закріплено бронзовий фланець 10, здатний передавати крутний момент до 120 кН·м. Посадка фланця 10 в отвір шпинделя 2 має забезпечити високу точність центрування, та можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни. Встановлювальні циліндричні штифти 8 запресовано в отвори на торці шпинделя 2. На циліндричній поверхні ступінчастого фланця 10 вільно обертається зубчасте колесо 11 зі шліцьовим отвором. Пружинне упорне плоске кільце 12 обмежує осьове зміщення зубчастого колеса 11 на фланці 10.

Для ручного переміщення супорта закручують маховичок 13 штока 14, розміщеного всередині шпинделя 2. Нерухомо закріплена в шпинделі гайка 15 та різьбова ділянка штока 14 утворюють гвинтову пару. Під час переміщення вліво, шток 14 конічним наконечником зміщує підпружинену шпонку 16 догори вздовж циліндричної напрямної. При цьому шпонка 16 потрапляє в паз шліцьового отвору зубчастого колеса 11 і вмикає його. Посадка наконечника штока 14 у бронзовому фланці 10 має забезпечити задовільне центрування і поступальне переміщення його з невеликою швидкістю.

Обертання вручну маховичка 17 передається штифтом до вала 18, а від нього – до пари конічних зубчастих коліс 19 і 20. Колесо 20 передає обертання до порожнистого шпинделя 2 та закріпленого на ньому фланця 10. Далі обертання фланця 10 передається до зубчастого колеса 11, яке зачіплюється з рейкою привода ручного переміщення супорта (на кресленні не показано).

Вал 18 змонтовано у двох кулькових радіальних підшипниках 21, встановлених в нерухомому стакані 22. Стакан 22 розміщено в отворі корпусу 1, підшипниковий вузол закрито кришкою 23, яку закріплено гвинтами. Крутний момент від вала 18 до зубчастого колеса 19 передається штифтом, а від конічного колеса 20 до шпинделя 2 – шпонкою 24. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 24 і шпонкових пазів на шпинделі 2 та у зубчастому колесі 20.

Посадки стаканів 7 і 22 у корпус 1 мають забезпечити точне центрування деталей, бо радіальне зміщення осі обертання валів призводить до перекосу кілець підшипників та збільшення концентрації навантаження зубів коліс. Необхідно передбачити можливість осевого переміщення стаканів, відносно корпусу, для регулювання положення зубчастих вінців коліс 19 і 20, за допомогою компенсаційних прокладок, які розміщено між торцями стаканів та корпусом. Посадки конічних зубчастих коліс 19 і 20 на вал 18 і шпиндель 2, відповідно, мають забезпечити високу точність центрування та можливість розбирання під час ремонту.

Призначаючи посадку кришки 5 у корпус 1 та кришок 6 і 23 у стакани 7 і 22, відповідно, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднань невисока. Різьба гвинтів, якими закріплено кришки – метрична, крок – великий. Гвинти мають вільно закручуватись у різьбові отвори.

Осьову фіксацію підшипників 3 і 4 та деталей, розміщених на шпинделі 2 виконано круглими шліцьовими гайкою 25 та контргайкою 26. Різьба гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від діаметра різьби. Посадки дистанційної втулки 27 та гільзи 28 на шпиндель 2 мають забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу.

Маховички 13 і 17 на штоку 14 та на валу 18, відповідно, закріплено штифтами. Призначаючи посадки з'єднань, необхідно врахувати, що циліндричні штифти повинні працювати без значних люфтів, не випадати з отворів під дією вібрацій механізму, але повинні мати можливість розбиратися під час ремон-

ту. Штифти щільно проходять через отвори у маховичках та запресовуються в отвори на валах.

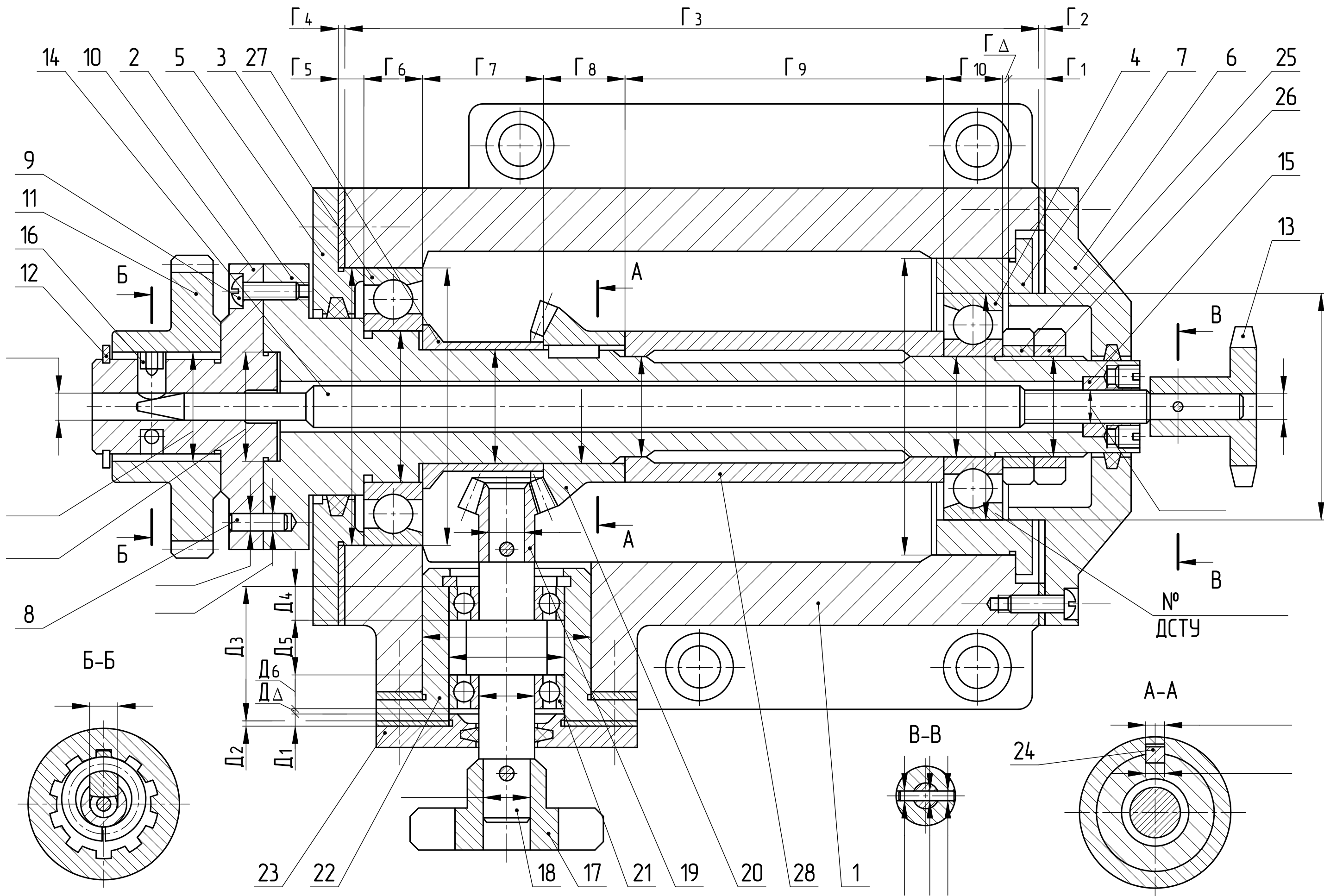
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Γ є зазор Γ_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників шпинделя 2.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга D є зазор D_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників вала 18.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 20	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					88

Варіант 21

ВУЗОЛ ПОПЕРЕЧНОЇ ПОДАЧІ ШЛІФУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

У корпусі 1 вузла поперечної подачі шліфувального верстата, наведеному нижче, у кулькових радіальних підшипниках 2 змонтовано порожнистий вал 3. З лівого боку на валу 3 встановлено лівий лімб 4, який через шпонку обертається разом з валом 3. Посадка лімба 4 на вал має забезпечити середню точність центрування та можливість розбирання під час регламентного обслуговування та ремонту вузла.

Вал 3 отримує обертання від веденого конічного зубчастого колеса 6 через шпонку 5. Посадка конічного зубчастого колеса 6 на вал 3 має забезпечити нерухоме, але роз'ємне з'єднання з центруванням високої точності, бо наявність значного зазору негативно впливає на повноту контакту зубчастих коліс у передачі. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки 5 і шпонкових пазів на валу 3 та конічного зубчастого колеса 6.

Осьова фіксація підшипників 2, конічного зубчастого колеса 6 та дистанційних кілець і втулок, розміщених на валу 3, здійснюється гайкою 7 та контргайкою 8. Різьба круглих шліцьових гайок 7 та 8 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби. Посадки дистанційних втулок на вал і в корпус мають забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу втулок. Точність з'єднання дистанційних кілець на вал невисока, посадки мають забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Необхідне осьове положення конічного зубчастого колеса 6, для надійного контакту з парним конічним зубчастим колесом 9, регулюють компенсаційними прокладками, які встановлено між корпусом 1 та кришкою 10. Кришку 10 на корпусі 1 закріплено гвинтами 11. Призначаючи посадку кришки 10 у корпус 1, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслугову-

вання вузла, а точність з'єднання невисока. Різьба гвинтів 11 – кріпильна метрична, гвинти повинні вільно вкручуватися у різьбові отвори корпусу 1.

Фланець 12 разом з ущільнювачем встановлено в корпусі 1 без додаткового кріплення. Призначаючи посадку фланця 12 в корпус 1, необхідно врахувати, що фланець не повинен випадати чи зміщуватись під дією зусиль та вібрацій під час роботи вузла, але його знімають під час ремонту.

Всередині порожнистого вала 3 розміщено вал 13, який може обертатися відносно вала 3 зі швидкістю до 100 об/хв. Опорами вала 13 є шийки порожнистого вала 3. Обертання здійснюється в умовах змащення контактних поверхонь мастильною рідиною.

На шліцьовому кінці вала 13 встановлено лімба 14, положення якого виставлено гайкою 15 та контргайкою 16. Під час вибору способу центрування посадки лімба 14 на вал 13 необхідно врахувати, що шліцьове з'єднання є нерухомим, розбирають деталі часто. Різьба гайок 15 і 16 – метрична, крок дрібний, на торці гайок виконані отвори для загвинчування торцевим ключем.

Конічне зубчасте колесо 9, встановлено на валу 17. Крутний момент між деталями передається призматичною шпонкою. Посадка конічного зубчастого колеса 9 на валу 17 має забезпечити високу точність центрування та можливість розбирання під час ремонтів. Вал 17 обертається всередині бронзової втулки 18, запресованої в отвір фланця 19. Регулювання положення конічного зубчастого колеса 9 здійснюють прокладками, які встановлено між торцем фланця 19 та корпусом 1. Фланець 19 на корпусі 1 закріплено гвинтами 20. На шліцьовій ділянці вала 17 встановлено нерухомо в осьовому напрямку зубчасте колесо 21 і зафіксовано гайкою 22.

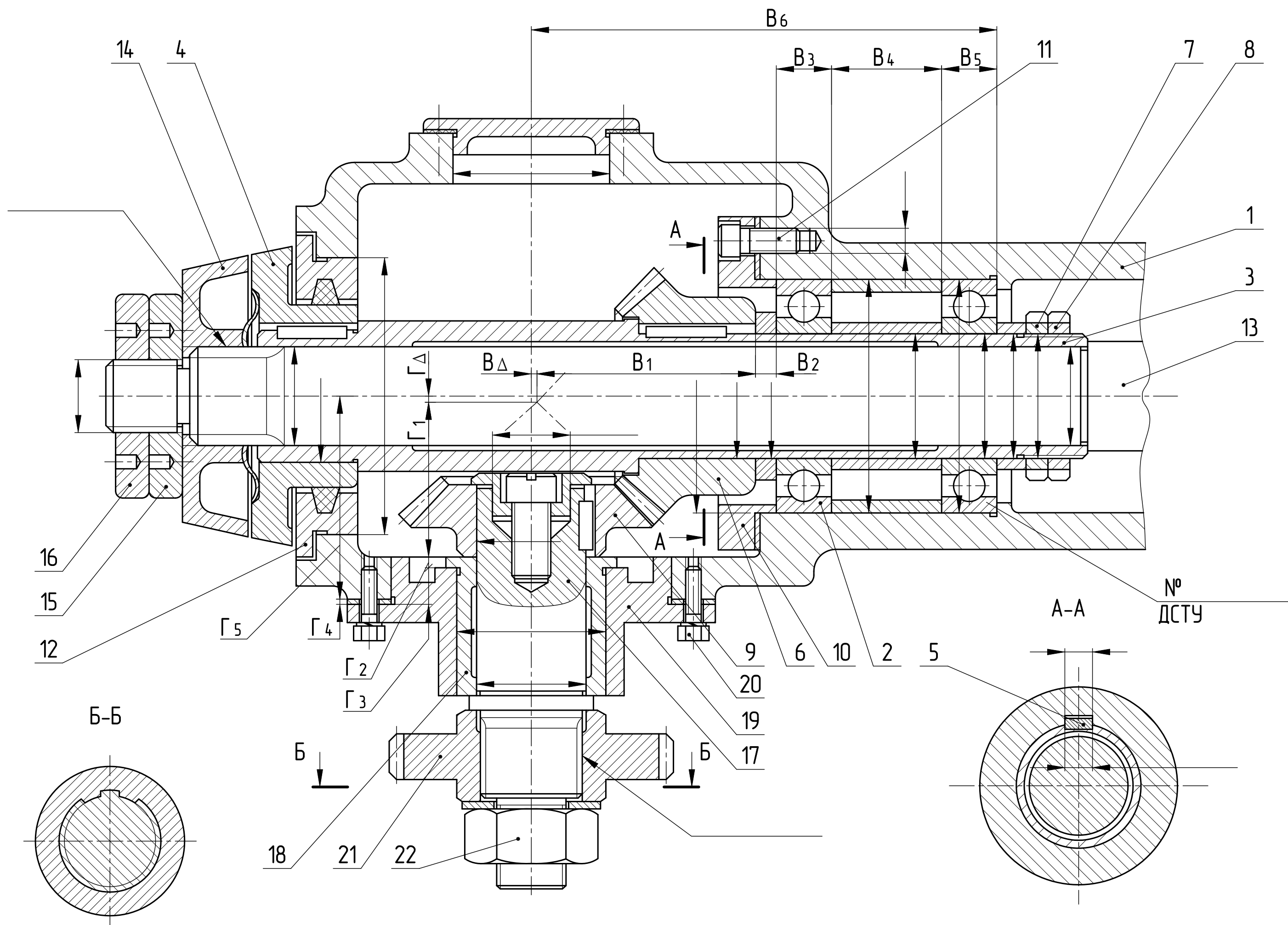
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} вершини діляльного конуса зубчастого колеса 6 відносно його номінального положення.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Г є зміщення G_{Δ} вершини діляльного конуса зубчастого колеса 9 відносно його номінального положення.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 21	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					92

Варіант 22

ВУЗОЛ КОРОБКИ ПОДАЧ З РУХОМОЮ ШПОНКОЮ

Основою вузла коробки подач, наведеному нижче, є корпус. У чавунному роз'ємному корпусі, який складається з нижньої частини 1 та верхньої частини 2 у роликових конічних підшипниках 3 встановлено вали 4 і 5.

У нижній частині 1 корпусу вали 4 змонтовано в глухому стакані 6, а вал 5 – у стакані 7 з наскрізним отвором. У верхній частині вузла вали змонтовано безпосередньо в корпусі 2.

Посадки стаканів 6 та 7 у гнізда нижньої частини корпусу мають забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стаканів у межах зазорів (або їх перекіс) негативно впливає на повноту контакту зубів коліс.

У верхній частині корпусу підшипникові вузли валів 4 та 5 закрито відповідно кришкою 8 та фланцем 9, які закріплено на корпусі гвинтами 10. Призначаючи посадки кришки 8 та фланця 9 у корпус, слід врахувати, що кришку та фланець вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднань невисока.

Різьба гвинтів 10 – кріпильна метрична, крок – великий. Гвинти повинні вільно вкручуватися в різьбові отвори корпусу. Осьовий зазор у конічних підшипниках регулюють компенсаційними прокладками, які встановлено між торцями кришки і фланця та корпусом.

Обертальний рух вал 4 отримує від зубчастого колеса 11 за допомогою шпонки. На цьому ж валу 4 встановлено зубчасті колеса 12 з різним числом зубів, що утворюють ряд для отримання заданих передаточних відношень коробки подач.

Зубчасті колеса 12 знаходяться в зачепленні з зубчастими колесами 13, які можуть вільно обертатися на валу 5. Зубчасті колеса 13 мають чотири поздовжніх паза Е (переріз А-А) для періодичного з'єднання з висувною шпонкою 14.

У розточці порожнистого вала 5 встановлено вал 15, який може переміщуватись відносно вала 5 в осьовому напрямку. У пазу вала 15 на штифті 16 віль-

но розміщується висувна шпонка 14. Під час вмикання подачі вал 15 переміщується здовж вала 5 у задане положення, потім під дією штовхача 17 шпонка повертається на штифті 16, проходить через поздовжній паз на валу 5 і потрапляє в один з чотирьох пазів Е зубчастого колеса 13. Відбувається зачеплення одного із зубчастих коліс 12 з одним із зубчастих коліс 13. Крутний момент передається від вала 4 через вал 5 до вала 15 із заданим передаточним відношенням.

Посадки зубчастих коліс 12 на вал 4 мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастих вінців у зібраній передачі та плавність роботи механізму.

Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 4 та в отворах зубчастих коліс 11 і 12.

Посадка зубчастих коліс 13 на вал 5 має забезпечити можливість їх вільного обертання на валу в умовах змащення мастильним матеріалом.

Посадки дистанційних кілець 18 та 19 на валах 4 і 5 мають забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей, точність з'єднань невисока.

Призначаючи посадки штифта 16 з валом 15 та висувною шпонкою 14 слід врахувати, що шпонка має вільно повертатися відносно штифта, а сам штифт не повинен випадати з отвору на валу 15. Шліцьова ділянка вала 15 призначена для нерухомого з'єднання з втулкою (на кресленні не показано).

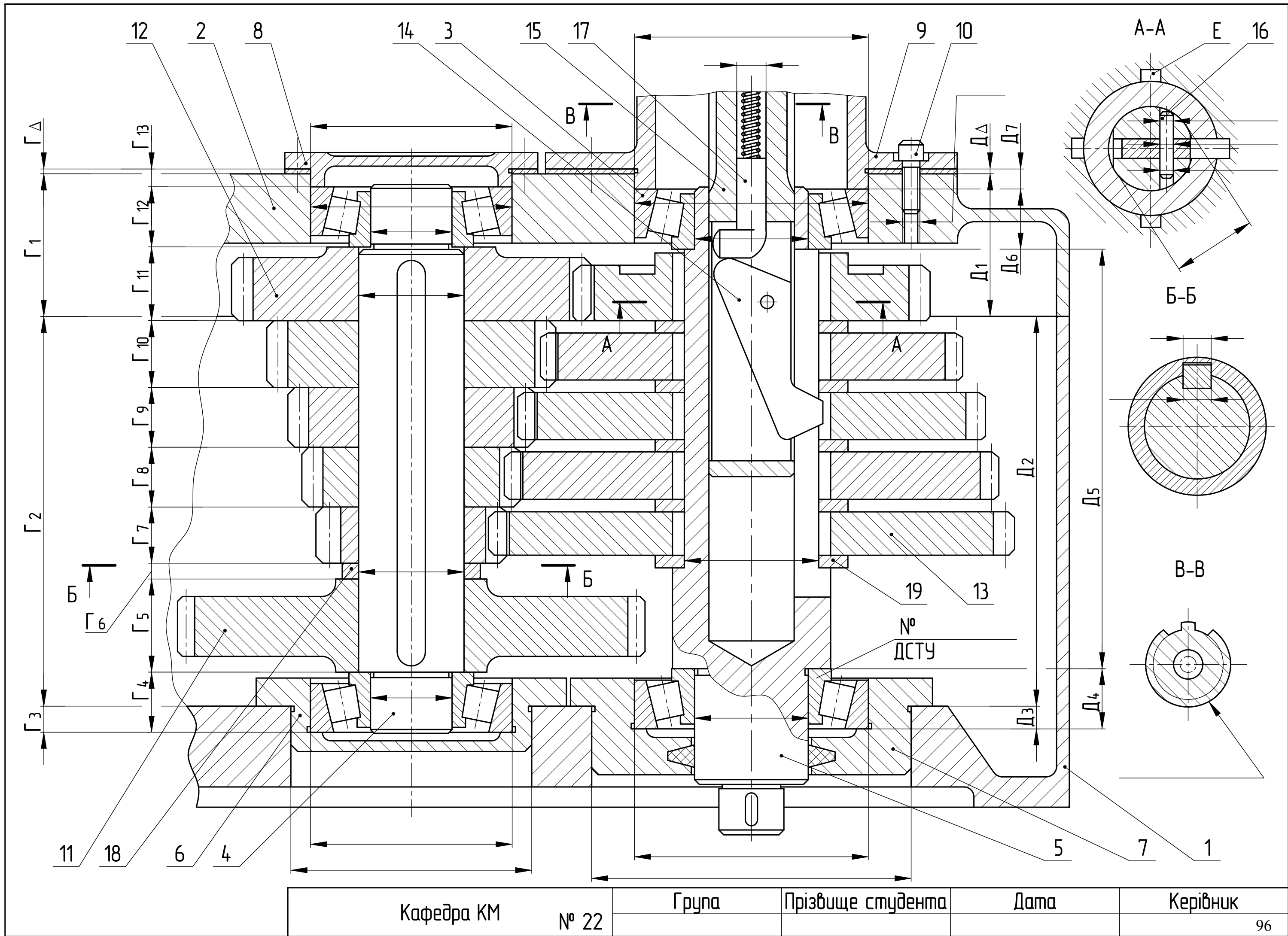
Вузол розбирають під час капітальних ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Г є товщина компенсаційної прокладки Γ_{Δ} , необхідної для регулювання кінчних підшипників вала 4.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Д є товщина компенсаційної прокладки D_{Δ} , необхідної для регулювання кінчних підшипників вала 5.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ		Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
№ 22					

СТУПІНЧАСТИЙ ЗУБЧАСТИЙ МЕХАНІЗМ

Механізм, наведений нижче, призначений для передачі обертального руху від верхнього вала 1 через гвинтову зубчасту передачу до проміжного вала 2, а від нього через черв'ячну передачу до нижнього вихідного вала 3.

У нерухомому корпусі 4 змонтовано горизонтальний вал 1, на лівому кінці якого нерухомо встановлено шестерню 5, що зачіпляється з іншим зубчастим колесом (на кресленні не показано). Крутний момент від шестерні 5 до вала 1 передається шліцьовим з'єднанням з прямобічним профілем. Під час призначення посадки необхідно врахувати реверсивний характер роботи шестерні 5.

Обертання від вала 1 до вала 2 передається через гвинтову зубчасту пару 6 і 7. Крутний момент від вала 1 до колеса 6 та від колеса 7 до вала 2 передається призматичними шпонками. Посадки зубчастих коліс 6 та 7 на вали мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на плавність роботи передачі, та можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду та ремонту.

З лівого боку механізму опорою вала 1 є кульковий радіальний підшипник 8, який розміщено у корпусі 4. Шестерню 5 з підшипником 8 закрито кришкою 9, яку вільно встановлено в корпусі 4 та закріплено гвинтами 10. Різьба гвинтів – кріпильна метрична, крок великий. Між підшипником 8 та зубчастим колесом 5 встановлено дистанційне кільце. Точність з'єднання дистанційного кільця з валом невисока, посадка має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

З правого боку вал 1 змонтовано у кульковому радіальному підшипнику 11, який сприймає радіальне навантаження, та упорному підшипнику 12, який сприймає осьове навантаження від гвинтової зубчастої передачі. Упорний підшипник 12 встановлено в стакані 13. Вузол закрито кришкою 14, яку закріплено на корпусі гвинтами 15 з метричною кріпильною різьбою. Кришка 14 має отвір для проходу вала 1 та гніздо для розміщення ущільнювача 16. Признача-

ючи посадку кришки 14 у стакан 13, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Осьовий зазор в упорному підшипнику 12 регулюють шліцьовою гайкою 17 та стопорять контргайкою 18. Різьба шліцьових гайок 17 та 18 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби. Необхідне осьове положення гвинтового зубчастого колеса 6 досягається за рахунок компенсаційної прокладки 19, яку розміщено між корпусом 4 та торцем стакана 13. Проміжний вал 2 має циліндричну ділянку, на якій встановлено гвинтове зубчасте колесо 7 та ділянку у вигляді черв'яка, який зачіпляється з черв'ячним колесом 20.

Черв'ячне колесо 20 базується по циліндричній і торцевій поверхнях вала 2, від осьового переміщення колесо зафіксовано встановлювальними гвинтами 21 з конічними кінцями. Крутний момент від колеса 20 до вала 3 передається шпонкою. Посадка черв'ячного колеса 20 на вал 3 має забезпечити високу точність їх взаємного центрування, оскільки це впливає на якість контакту черв'ячного колеса та черв'яка. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпоноківих пазів на валу 3 та у черв'ячному колесі 20. Необхідне осьове положення черв'ячного колеса 20 забезпечено прокладкою 26, яку розміщено між корпусом 4 та торцем втулки 23.

Вихідний тихохідний вал 3 встановлено у двох нерухомих бронзових втулках 22 і 23 які розміщено у гніздах корпусу 4 та закріплено гвинтами 24. Обертання вала у втулках здійснюється в умовах змащення контактних поверхонь мастильною рідиною. У втулці 23 розміщено ущільнювач 25 для запобігання витіканню мастила. Під час вибору посадок втулок у корпус слід врахувати, що точність центрування має бути високою, а втулки внаслідок зношення замінюють при середніх ремонтах.

В нижній частині корпусу 4 розміщено пробку 27 з ущільнювальною шайбою для зливу мастила. Різьба пробки 27 метрична кріпильна, крок дрібний.

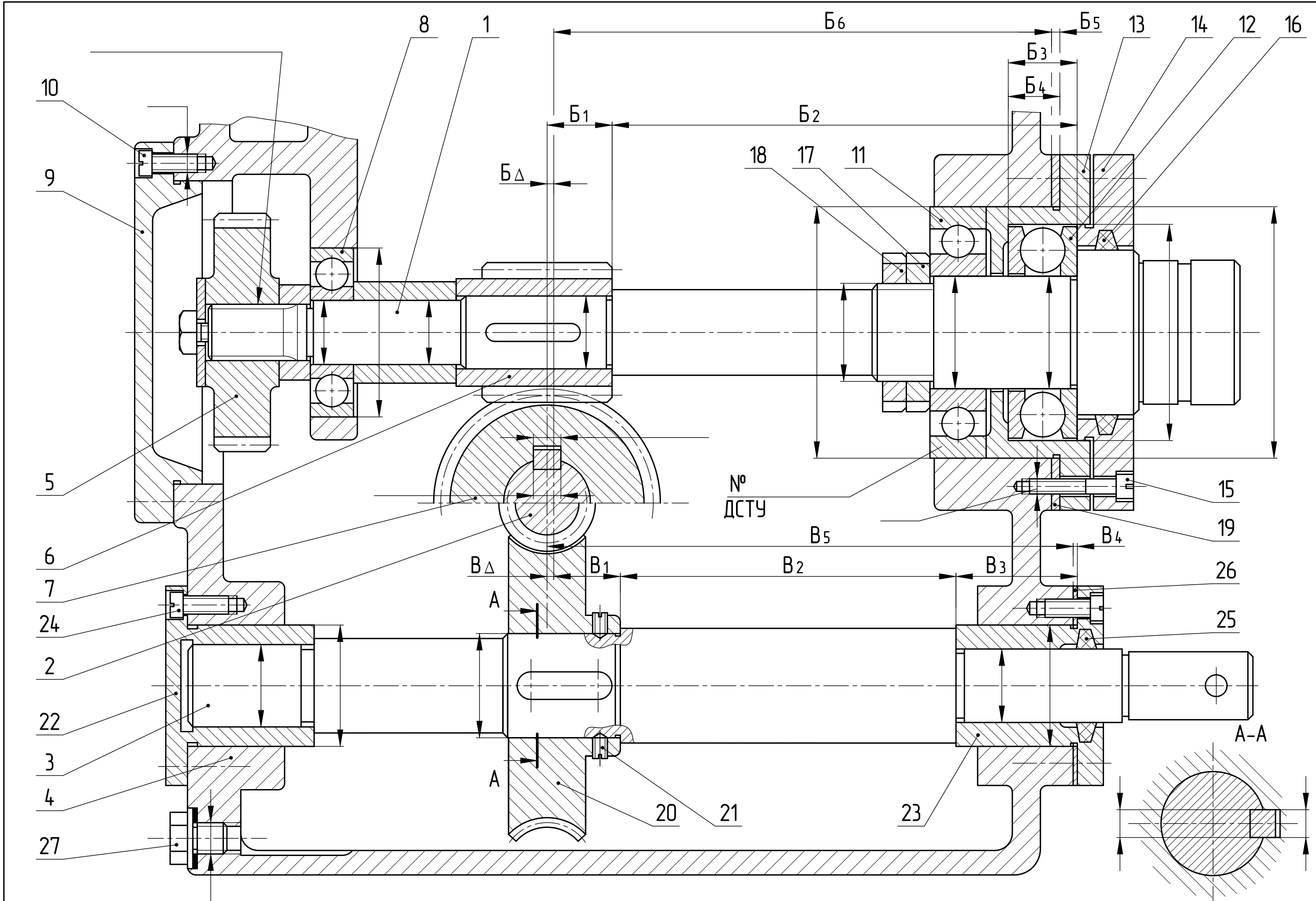
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зміщення B_{Δ} площини симетрії гвинтового колеса 6 відносно осі гвинтового колеса 7.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} площини симетрії черв'ячного колеса 20 відносно осі черв'яка 2.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів	k			
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)	R			
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 23	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					100

ВУЗОЛ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Двоступінчаста коробка швидкостей, наведена нижче, змонтована в литому корпусі 1. Нижній проміжний вал 2 отримує обертання від лівого зубчастого колеса 3 за допомогою шпонки. Вал 2 передає крутний момент блок-шестерні 4 за допомогою шліцевого з'єднання з прямобічним профілем. Блок-шестерня 4 є рухомою в осьовому напрямку і по черзі може з'єднуватися з правим 5 або лівим 6 зубчастими колесами, які встановлено на верхньому валу 7 на шпонках 8.

Посадки зубчастих коліс 3, 5 і 6 на вали мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на плавність роботи зубчастої передачі, а також можливість розбирання цих з'єднань у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни деталей. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 7 та у зубчастому колесі 6.

Опорами валів 2 і 7 служать кулькові радіально-упорні підшипники, які сприймають радіальні та осьові навантаження. Підшипники 9 нижнього вала 2 розміщено у гніздах корпусу 1. Правий підшипник 10 верхнього вала 7 теж змонтовано у корпусі 1, а лівий підшипник 11 – у спеціальному стакані 12, який встановлено зсередини корпусу. Посадка стакану 12 в корпус 1 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану в межах зазору (або його перекис) впливає на повноту контакту зубів коліс.

Від зовнішніх впливів вузол захищено кришками 13, 14 і 15, які закріплено на корпусі 1 гвинтами 16. Призначаючи посадку кришок у корпус 1, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока. Різьба гвинтів 16 – метрична кріпильна, крок – великий. Гвинти повинні вільно вкручуватись в різьбові отвори корпусу 1.

На валу 7 між підшипниками та зубчастими колесами, а також між підшипником 11 і стаканом 12 розміщено дистанційні втулка 17 та кільця 18 і 19. Посадка втулки 17 на валу має забезпечити середню точність центрування та мож-

ливість її легкого монтажу. Посадки кілець на валу та в стакані повинні забезпечити можливість їх повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднань невисока.

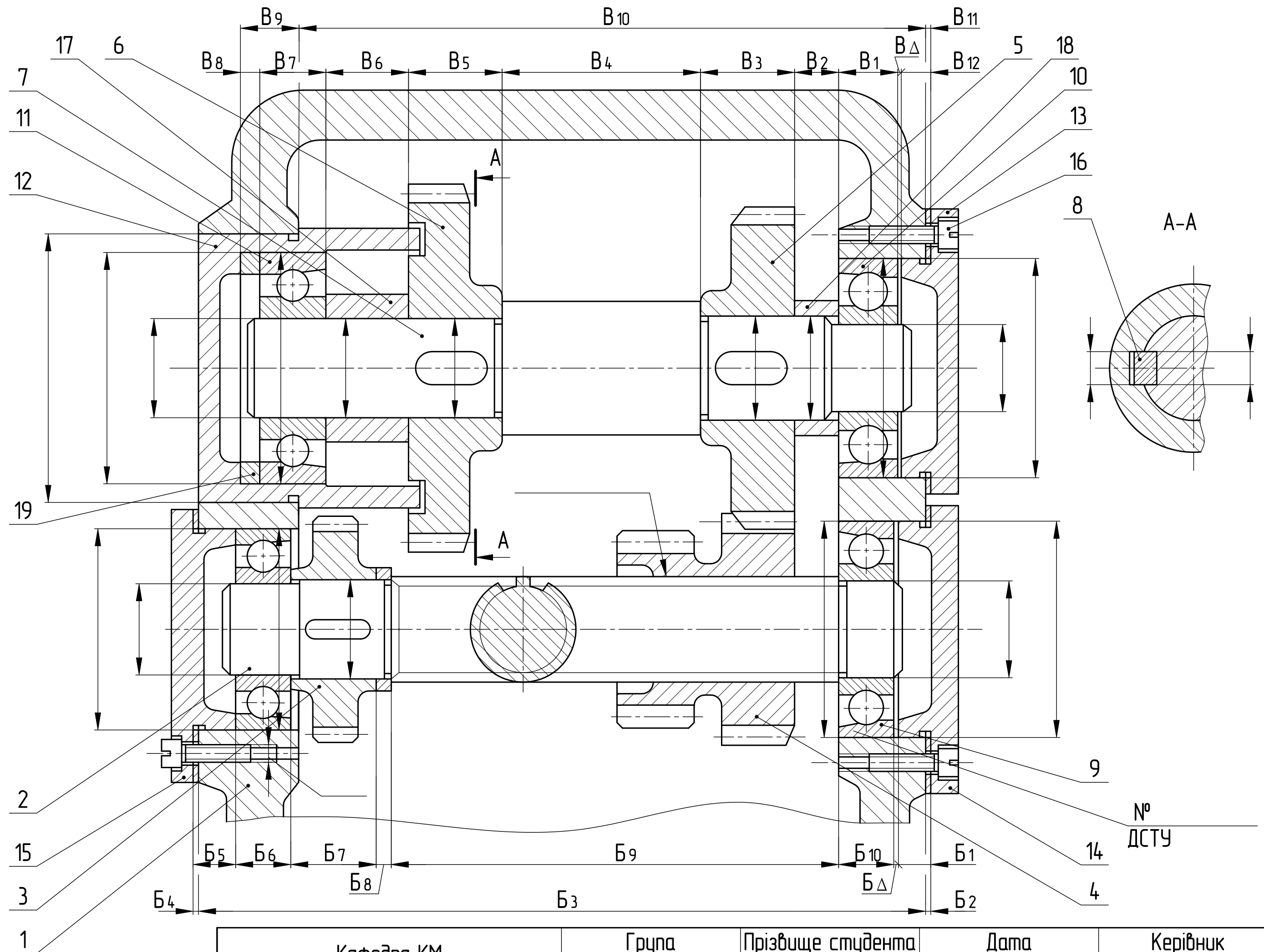
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників проміжного вала 2.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників верхнього вала 7.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ № 24	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
№ 24				103

Варіант 25

МЕХАНІЗМ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ВЕРСТАТА

Привід, наведений нижче, змонтовано в литому корпусі *1* і закрито кришкою *2*, яку знімають для забезпечення для доступу до змінних коліс *3*, *4* з правого боку та *5* і *6* з лівого боку. Обертання від електродвигуна передається через клинопасову передачу на шків *7*, який з'єднано з маточиною *8* гвинтами *9*. Крутний момент від маточини *8* до вхідного вала *10* передається за допомогою шпонки, в осьовому напрямку нерухомість маточини відносно вала *10* забезпечено гвинтом *11* з шайбою. Центрування шківів *7* на маточині *8* має забезпечити збалансованість швидкохідного вала *10* і не викликати вібрацій механізму.

Вал *10* обертається у кулькових радіально-упорних підшипниках, стягнутих кришками *12* і *13* за допомогою гвинтів *14*. На правому кінці вала *10* на шпонку посаджено змінне зубчасте колесо *3*, яке зачіпляється з веденим змінним зубчастим колесом *4*, посадженим на проміжному валу *15*. Проміжний вал *15* передає обертання через змінне зубчасте колесо *5* веденому зубчастому колесу *6*, посадженому на вихідному валу *16*. Від вихідного вала *16* обертання передається через постійне зубчасте колесо *17* приймальному зубчастому колесу *18* механізму.

Проміжний вал *15* і вихідний вал *16* також встановлено в кулькових радіально-упорних підшипниках. Для захисту від зовнішніх впливів підшипникові вузли закрито кришками *19* і *20* які закріплено гвинтами. Призначаючи посадки кришок *12*, *13*, *19* і *20* у корпус *1*, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока. Різьба гвинтів кришок кріпильна метрична, крок – великий. Гвинти повинні вільно вкручуватись в різьбові отвори корпусу.

Змінні зубчасті колеса *3*, *4*, *5* і *6* замінюють часто, їх посадки на вали мають забезпечити якомога вищу точність центрування коліс. Радіальне зміщення коліс в межах зазорів (або їх перекіс) негативно впливають на повноту контакту зубів коліс.

На валах між підшипниками кочення та зубчастими колесами встановлено дистанційні кільця та втулки. Посадки кілець 22, 23 і 24 на вали повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднань невисока. Посадка дистанційної втулки 25 на вал 16 має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу втулки.

На шліцьовій ділянці вала 10 встановлено блок-шестірню 21. Під час вибору посадки і способу центрування деталей з'єднання потрібно враховувати, що блок-шестерня 21 може періодично переміщуватися вздовж вала і з'єднуватися з зубчастими колесами (на кресленні не показано). Точність центрування має бути високою, бо це впливає на якість зачеплення зубчастих передач.

Посадка зубчастого колеса 17 на вал 16 має забезпечити високу точність центрування, це впливає на плавність роботи зубчастої передачі. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 16 та у зубчастому колесі 17.

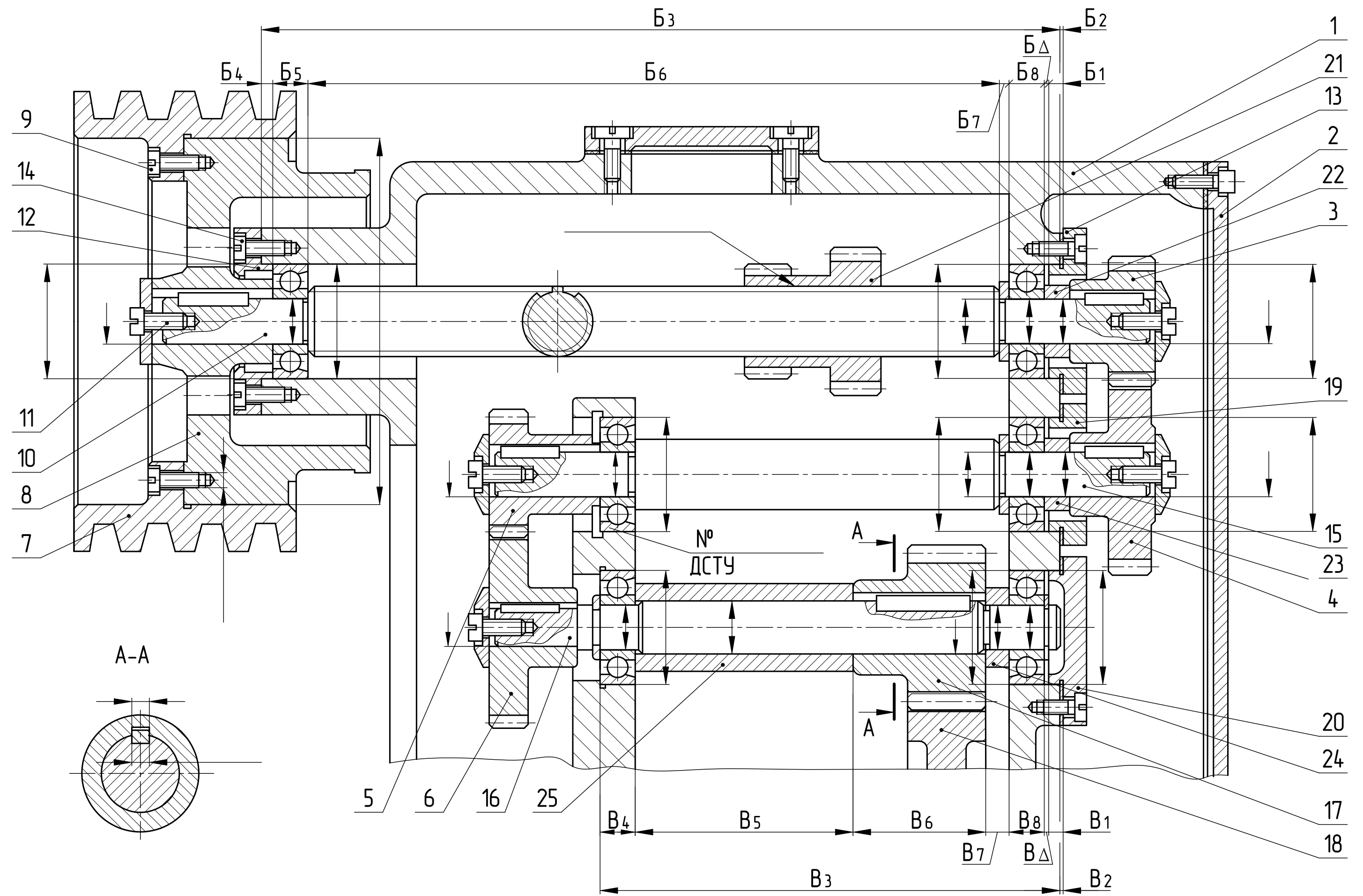
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників вхідного вала 10.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор B_{Δ} , необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників вихідного вала 16.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 25	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					106

ВУЗОЛ СВЕРДЛИЛЬНОЇ ГОЛОВКИ

Вузол свердлильної головки, наведений нижче, призначений для здійснення подачі шпинделя вручну. У чавунному корпусі *1* встановлено та закріплено гвинтами сталений стакан *2*, в який вмонтовано вал-шестерню *3* у двох кулькових радіальних підшипниках *4*. Обертання маховика *5* передається вал-шестерні *3* за допомогою шпонки *6*. Посадка маховика *5* на вал-шестерню *3* має забезпечити нерухомість з'єднання, середню точність центрування та можливість розбирання з'єднання для огляду чи заміни деталей. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на вал-шестерні *3* та у маховику *5*.

Вал-шестерня *3* зачіпляється з зубчастим конічним колесом *7*, яке встановлено на валу *8*. Точність осьового положення конічної вал-шестерні *3* досягається компенсаційними прокладками, які встановлено між стаканом *2* і корпусом *1*.

Під час вибору посадки стакана *2* в корпус *1* необхідно врахувати, що стакан разом з підшипниковим вузлом може періодично переміщуватися відносно корпусу для регулювання осьового положення конічної вал-шестерні *3*. Наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вал-шестерні і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Горизонтальний вал *8* обертається у двох кулькових радіальних підшипниках *9*, які встановлено у нерухомому сталеному стакані *10*. Задане осьове положення стакана *10* фіксують встановлювальним гвинтом *11*. Посадка стакана *10* у корпус *1* має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакана в межах зазору (або його перекис) впливає на повноту контакту зубів коліс. Обертання від шестерні *7* до вала *8* передається за допомогою шліцьового з'єднання з прямобічним профілем, осьове положення шестерні *7* фіксують круглою шліцьовою гайкою *12* зі стопорною багатолапчастою шайбою. Різьба

шліцьової гайки 12 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби. Шліцьове з'єднання шестерні 7 та вала 8 має бути нерухомим в осьовому напрямку, забезпечувати високу точність центрування, а також можливість розбирання цього з'єднання.

Посадка дистанційної втулки 13 в отвір стакану 10 має забезпечити нерухомість з'єднання, центрування середньої точності та можливість легкого монтажу втулки.

Посадки кільця 14 на вал 8 та кільця 15 у стакан 10 повинні забезпечити повне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей – кілець підшипників кочення та зубчастого колеса чи стакану, відповідно. Точність даних з'єднань невисока.

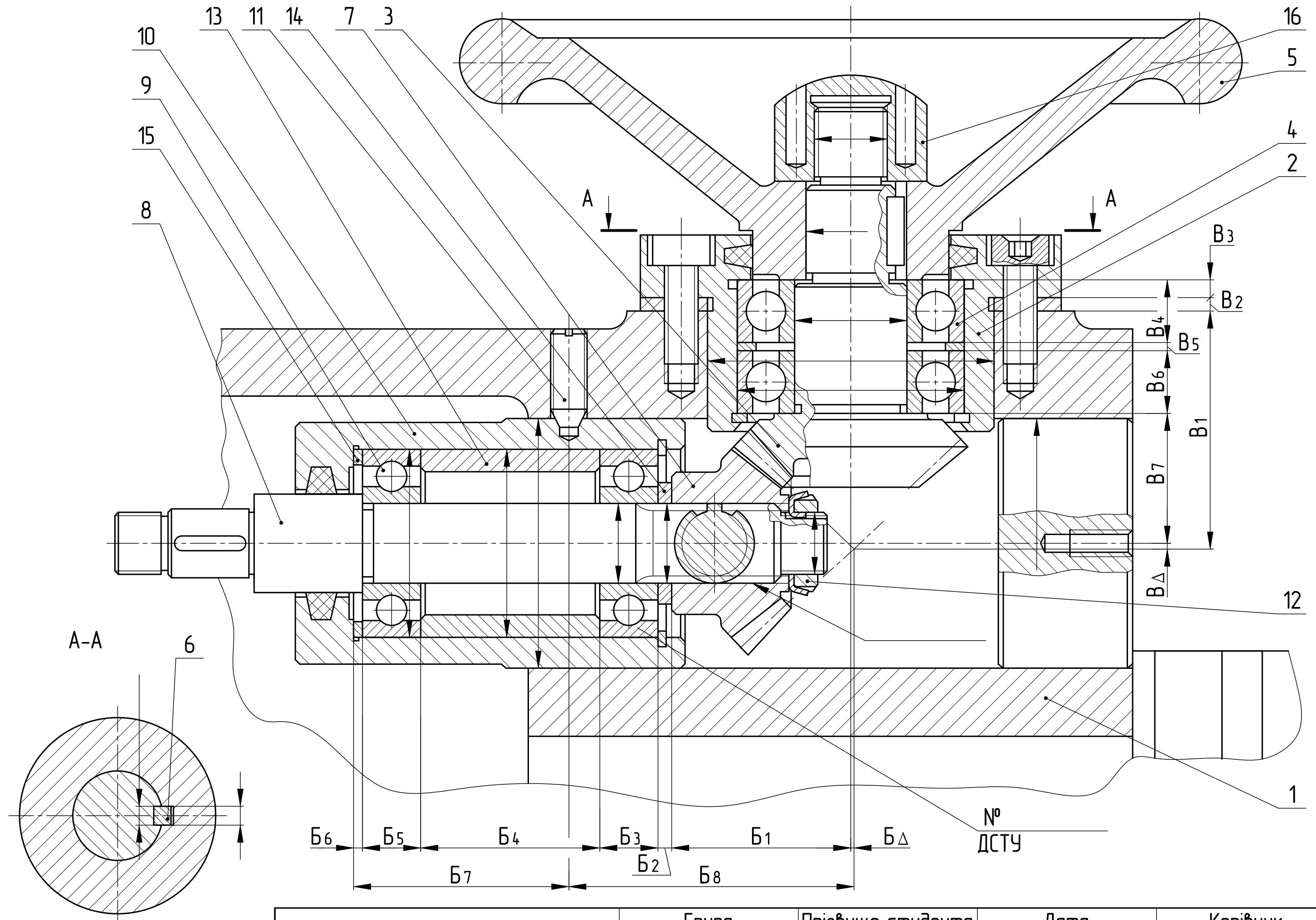
Вузол розбирають під час середнього ремонту верстата.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса колеса 7 у горизонтальному напрямку відносно його номінального положення.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса вал-шестерні 3 у вертикальному напрямку відносно його номінального положення.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ		Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
№ 26					109

КУТОВА ГОЛОВКА З ЦАНГОВИМ ПАТРОНОМ

Кутова головка, наведена нижче, призначена для передачі обертального руху від вхідного вала до шпинделя з цанговим патроном, в якому закріплюють різальний інструмент.

У корпусі *1* головки розміщено конічну передачу (передавальне відношення дорівнює 1), яка складається з ведучого вал-шестерні *2* та веденої конічної шестерні *3*. Передній кінець вал-шестерні *2* встановлено у радіально-упорному підшипнику *4*, а задній кінець у двох підшипниках – радіальному підшипнику *5*, який сприймає радіальне навантаження, та упорному підшипнику *6*, який сприймає осьове навантаження. Натяг підшипників на валу-шестерні *2* регулюють за допомогою розрізної пружної гайки *7*. Різьба гайки – метрична кріпильна, крок – дрібний, він залежить від діаметра різьби.

Ведена конічна шестерня *3* отримує обертання від вала-шестерні *2* та передає його до шпинделя *8* за допомогою шпонки. Під час вибору посадки шестерні *3* з шпинделем *8* необхідно забезпечити високу точність їх взаємного центрування. Наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання шестерні і призводить до збільшення концентрації навантаження зубів коліс. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу *8* та у конічній зубчастій шестерні *3*.

Шпиндель *8* змонтовано у двох радіально-упорних підшипниках *11* і *12*, які стягнуто розрізною пружною гайкою *13*. Від зовнішніх впливів шпиндельний вузол захищений двома кришками *14* і *15*, які закріплено на корпусі *1* гвинтами *16* з метричною кріпильною різьбою. Для запобігання витіканню мастила з корпусу головки у гнізді кришки *15* розміщено манжетний ущільнювач *17*. Для забезпечення щільного прилягання манжети *17* до контактної поверхні вала потрібно забезпечити точне центрування кришки *15* на шпинделі *8*.

Осьову фіксацію шестерні 3 та дистанційних кілець на шпинделі 8 здійснено круглими шліцьовими гайкою 9 та контргайкою 10. Різьба гайок 9 та 10 – кріпильна метрична, крок – дрібний, він залежить від діаметру різьби.

Осьове положення конічних зубчастих коліс, необхідне для їх точного зачеплення, регулюють за допомогою кілець 18 і 19. Посадки кілець на вали повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднання невисока.

Цангу 20 розміщено у конічному отворі шпинделя 8. Закріплення та розкріплення цанги здійснюють за допомогою гайки 21. Різьба гайки – кріпильна метрична.

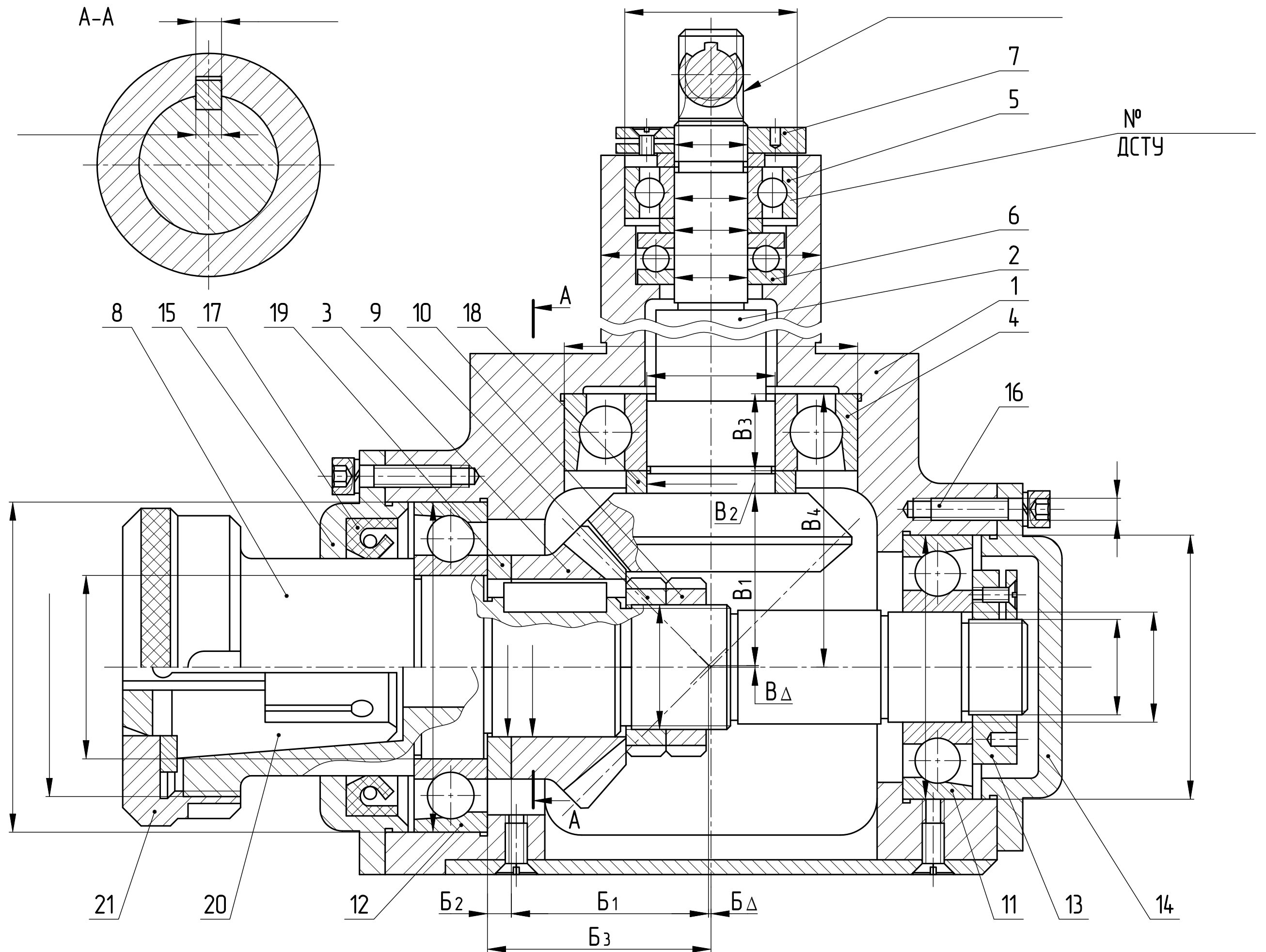
Головку розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса шестерні 3 в горизонтальному напрямку відносно її номінального положення.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса вала-шестерні 2 у вертикальному напрямку відносно його номінального положення.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 27	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					112

ВУЗОЛ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ВЕРСТАТА

Двоступінчаста коробка швидкостей, наведена нижче, змонтована в литому роз'ємному корпусі 1. Обертальний рух передається від правого зубчастого колеса 2 через шпонкове з'єднання до нижнього проміжного вала 3, а далі від блок-шестерні 4 до зубчастих коліс 5 або 6, встановлених на вихідному валу 7. Нижній швидкохідний вал 3 змонтовано у двох кулькових радіальних підшипниках 8.

Правий підшипник розміщено у нерухомому стакані 9, який встановлено в корпус 1 зсередини. Посадка стакана 9 у корпус 1 має забезпечити точне центрування деталей та їх взаємну нерухомість в процесі роботи. Радіальне зміщення стакана в межах зазору (або його перекіс) негативно впливає на повноту контакту зубів коліс. Це з'єднання розбирають під час регламентного обслуговування вузла.

Посадка зубчастого колеса 2 на вал 3 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця у зібраній передачі. Слід забезпечити можливість розбирання з'єднання у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 3 та у зубчастому колесі 2.

Посадка кілець на валу 3 між зубчастим колесом 2 і правим підшипником 8 має забезпечити можливість їх повороту до щільного прилягання торців до суміжних деталей

Лівий підшипник нижнього вала 3 змонтовано безпосередньо у корпусі 1 і закрито кришкою 10 від впливу оточуючого середовища. Під час призначення посадки кришки 10 у корпус 1 потрібно забезпечити легке складання та невисоку вартість обробки кришки.

Під час вибору посадки і способу центрування шліцьового з'єднання вала 3 з блок-шестірнею 4 потрібно враховувати, що блок-шестерня може періодично

переміщуватися вздовж вала. Точність центрування має бути високою, бо це впливає на якість зачеплення зубчастих передач.

Зубчасті колеса 5 і 6 передають крутний момент до вала 7 за допомогою шпонки. Посадки зубчастих коліс на валу мають забезпечити високу точність центрування, бо радіальне зміщення коліс в межах зазору (або їх перекид) негативно впливає на повноту контакту зубів та плавність роботи передачі.

Вал 7 може вільно обертатися у бронзових втулках 11 і 12 за наявності в зазорах між ними мастильного матеріалу. Бронзові втулки 11 і 12 запресовано у циліндричні отвори стаканів 13 і 14. Натяг у з'єднанні повинен забезпечити нерухомість деталей та не викликати значної деформації внутрішніх посадкових поверхонь втулок. Стакани 13 і 14 центрують у гніздах корпусу 1 і фіксують гвинтами 15 з метричною кріпильною різьбою.

Осьову фіксацію зубчастих коліс 5 і 6 та дистанційної втулки 16 на валу 7 здійснено шліцьовими гайкою 17 та контргайкою 18. Посадка втулки 16 на вал 7 має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу втулки. Різьба гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від діаметра різьби.

З правого боку вала 7 на шпонці встановлено зубчасте колесо 19, яке зачіпляється з парним колесом (на кресленні не показано). Посадка зубчастого колеса 19 на вал має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на якість роботи передачі. Осьове переміщення зубчастого колеса 19 обмежується дистанційним кільцем 20, яке має забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь сусідніх деталей, точність з'єднання – невисока.

Лівий вихідний кінець вала 7 призначений для утворення нерухомого з'єднання з шліцьовою втулкою (на кресленні не показано).

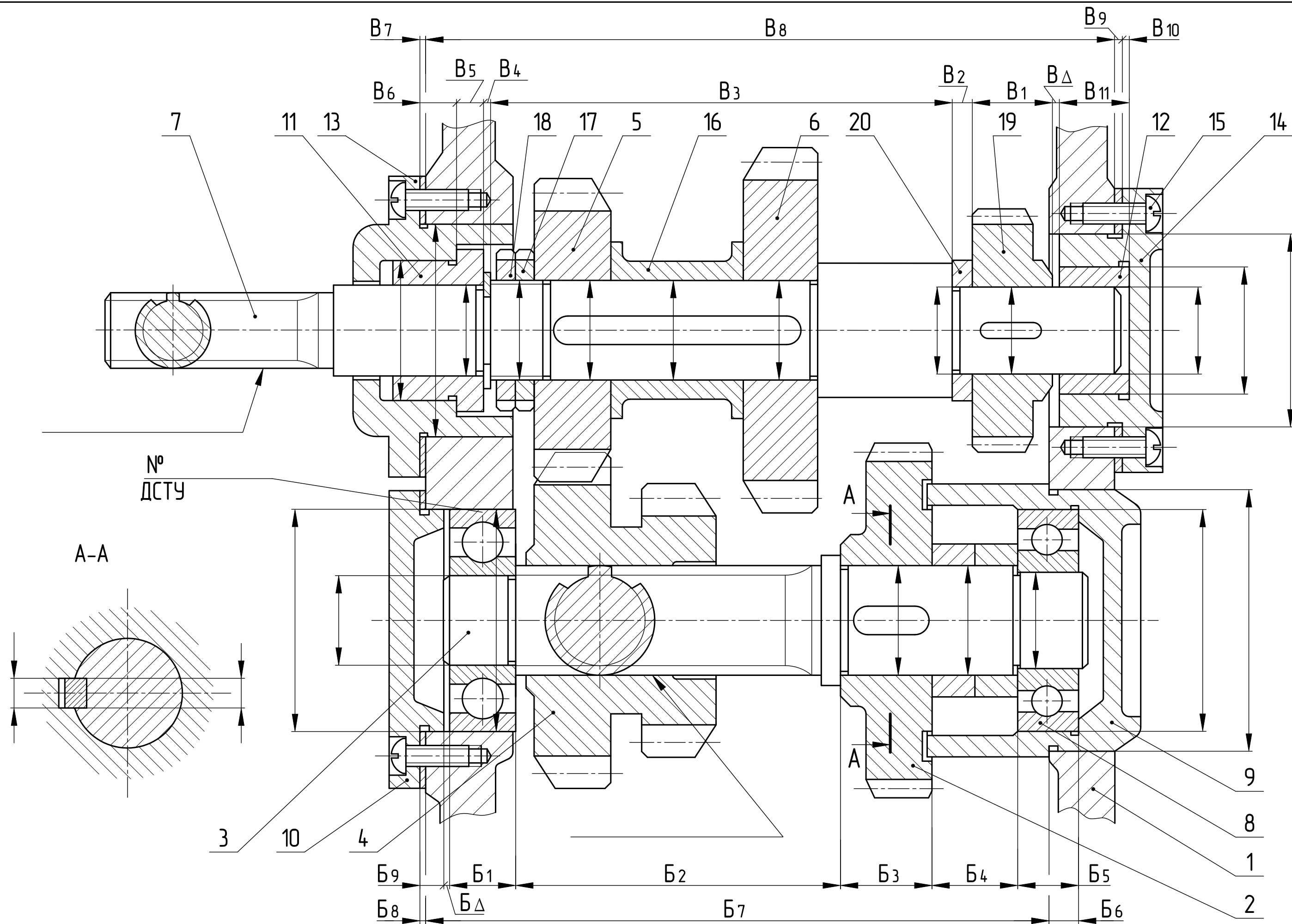
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор БД, необхідний для компенсації теплових деформацій вузла підшипників вала 3.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор ВД, необхідний для компенсації теплових деформацій деталей на вихідному валу 7.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ № 28	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
				116

ВУЗОЛ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА

Шпиндельний вузол вертикально-фрезерного верстата, наведений нижче, змонтовано у чавунному корпусі, який складається з двох частин: лівої – 1 та правої – 2. Нижній вал 3 отримує обертання від циліндричного зубчастого колеса 4 та через пару зубчастих коліс 5 і 6 передає його до порожнистого вала 7.

Вал 3 змонтовано у конічних радіально-упорних підшипниках 8, а вал 7 – у підшипниках 9. Необхідне осьове положення зубчастих коліс 4 і 5 на валу 3, а також зубчастого колеса 6 на валу 7 досягається за допомогою дистанційних кілець 10, встановлених між вказаними колесами та підшипниками.

Осьові зазори конічних підшипників 8 регулюють шліцьовими гайками 11 зі стопорними багатолапчастими шайбами, які встановлено на кінцях вала 3. А осьові зазори у підшипниках 9 регулюють шліцьовою гайкою 12 зі стопорною багатолапчастою шайбою, розміщеними з лівого боку порожнистого вала 7. Різьба гайок 11 та 12 – метрична, крок різьби, для підвищення точності регулювання, має бути дрібний. Він залежить від номінального розміру різьби. Під час вибору посадок зубчастих коліс 4, 5 та 6 на валах необхідно забезпечити їх високу точність центрування, бо це впливає на плавність роботи передачі. Слід забезпечити можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни.

Порожнистий вал 7 передає обертальний рух до проміжного вала 13 за допомогою шліцьового з'єднання з прямобічним профілем. Вказане з'єднання є нерухомим, але допускає незначне осьове та радіальне переміщення під час налагодження взаємного положення деталей. Основне призначення шліцьового з'єднання – це передача крутного моменту, точність центрування деталей невисока.

Проміжний вал 13 змонтовано у конічних роликівих підшипниках 14, розміщених в стакані 15. Стакан разом з підшипниковим вузлом встановлено в отвір корпусу та закріплено гвинтами 16. Зазори у конічних підшипниках 14

регулюють шліцьовими гайкою 17 та контргайкою 18. Різьба гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від діаметра різьби.

На правому кінці проміжного вала 13 на шпонці встановлено конічну шестерню 19, яка знаходиться в зачепленні з шестернею 20, розміщену на шпинделі 21. Посадки конічної шестерні 19 на вал 13 та конічного колеса 20 на шпиндель 21 мають забезпечити центрування високої точності (це впливає на биття зубчастого вінця у зібраній передачі), а також можливість розбирання деталей під час регламентного обслуговування. Крутні моменти між конічними зубчастими колесами 19 і 20 та валами, на яких вони встановлені, передаються шпонками. Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 13 та у конічній шестерні 19.

Шпиндель 21 змонтовано у двох конічних підшипниках 22 та 23. Підшипник 22 встановлено безпосередньо у корпус 2, а підшипник 23 – у стакан 24. Посадки стаканів 15 і 24 у корпус 2 мають забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стаканів у межах зазорів (або їх перекосів) негативно впливає на повноту контакту зубів коліс. Необхідно також передбачити можливість осьового переміщення стаканів відносно корпусу для регулювання положення зубчастих вінців коліс 19 і 20, що забезпечує плавність роботи передачі. Для цього між фланцями стаканів 15 і 24 та корпусом 2 розміщено компенсаційні прокладки 25 і 26.

Для обмеження осьового переміщення конічної шестерні 19 на торці вала 13 гвинтами закріплено кінцеву шайбу 27, яка притискає шестерню до торцевої поверхні вала. Для осьової фіксації конічного колеса 20 на шпинделі 21 встановлено кільце 28. Посадка кільця на шпинделі повинна забезпечити можливість його повороту до щільного прилягання торців до суміжних деталей, точність з'єднання невисока.

Для недопущення витікання мастила з корпусу вузла встановлено ущільнення. У стакані 15 розміщено кільце 29, у гнізді якого знаходиться манжетний ущільнювач для контакту з втулкою 30, встановленою на валу 13. Посадка вту-

лки 30 на вал вимагає високої точності центрування, оскільки зміщення втулки у межах зазору призводить до биття зовнішньої поверхні втулки та порушення контакту з ущільнювачем. У верхній частині шпинделя 21 ущільнення рухомих деталей забезпечено манжетою, розміщеною в отворі стакана 24, а в нижній частині – кільцевими канавками, виконаними на внутрішній поверхні втулки 31.

Для надійної роботи ущільнень без значних радіальних зміщень та перекосів необхідно, щоб посадки кільця 29 в отвір стакана 15 та кільця 31 в розточку корпусу 2 забезпечували задовільну точність центрування.

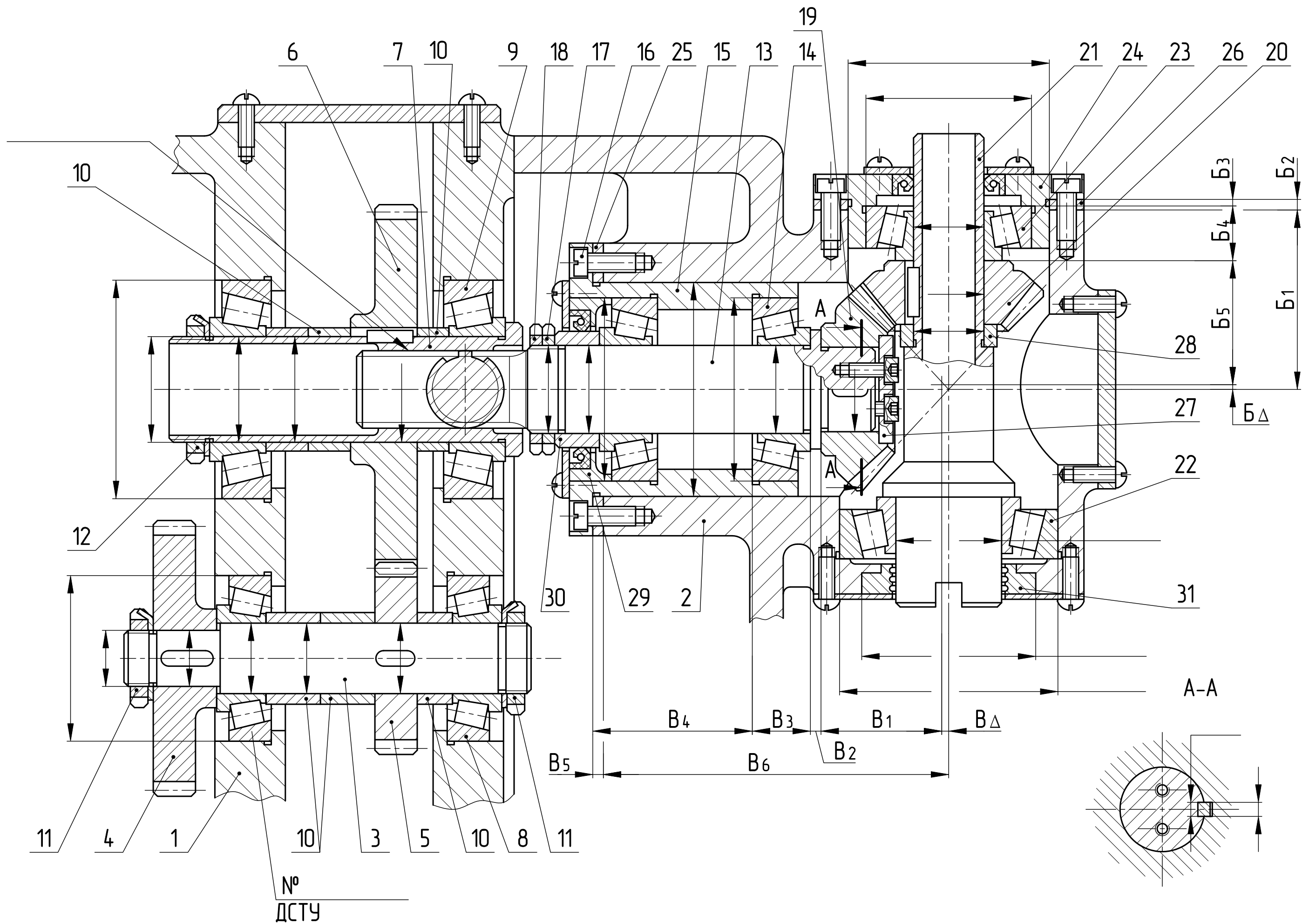
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса зубчастого колеса 20 у вертикальному напрямку відносно його номінального положення.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} осі ділильного конуса шестерні 19 у горизонтальному напрямку відносно її номінального положення.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ	№ 29	Група	Прізвище студента	Дата
				Керівник

ВУЗОЛ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

У чавунному корпусі *1* коробки швидкостей, наведеній нижче, у кулькових радіальних підшипниках встановлено три вали. Верхній вхідний вал *2* змонтовано у підшипниках *3* і *4*, проміжний вал-шестерню *5* – у підшипниках *6* і *7*, а вихідний вал-шестерню *8* – у підшипниках *9* і *10*. Вхідний вал *2* отримує обертання через шліцьове з'єднання від шківів (на кресленні не показано) та передає його до проміжного вала-шестерні *5* через блок-шестерні *11* та *12*.

Блок-шестерні *11* і *12* можуть періодично переміщуватися вздовж шліцьового вала *2* за допомогою вилок (на кресленні не показано) для отримання різних швидкостей. Блок-шестерня *11* може зачіплятися з валом-шестернею *5* або з зубчастим колесом *13*, а блок-шестерня *12* – з зубчастими колесами *14* або *15*, змонтованими на проміжному валу-шестерні *5* та отримувати різні значення передаточних чисел. У нейтральному положенні блок-шестерню *11* зафіксовано пружинним стопорним механізмом *16*.

Зубчасті колеса *13*, *14* та *15* встановлено на шліцьовій ділянці вала-шестерні *5* нерухомо. Нерухомість з'єднання в осьовому напрямку забезпечено кільцем *17*, яке стопорять встановлювальним гвинтом *18*. Різьба гвинта – метрична кріпильна, крок великий.

З правого боку вала-шестерні *5* встановлено рухоме зубчасте колесо *19*, яке може переміщуватись вздовж шліців вала-шестерні *5* та зачіплятися з вихідним валом-шестернею *8*.

З лівого боку вала-шестерні *8* розміщено блок-шестерню *20*, яка періодично може зачіплятися з зубчастими колесами *14* і *15*, змонтованими на валу-шестерні *5*. Під час вибору способу центрування та посадок по приєднувальних поверхнях шліцьових з'єднань з прямобічним профілем необхідно враховувати, що для плавної роботи зубчастих передач необхідна висока точність центрування деталей та можливість осьових переміщень блок-шестерень *11* і *12*.

вздовж вала 2, зубчастого колеса 19 вздовж вала-шестерні 5 та блок-шестерні 20 вздовж вала –шестерні 8.

Вузол з обох боків закрито кришками 21 і 22, які закріплено на корпусі 1 гвинтами 23 та 24. Різьба гвинтів – метрична кріпильна, крок великий. Гвинти повинні вільно вкручуватись у різьбові отвори корпусу. Зазори у підшипниковому вузлі проміжного вала-шестерні 5 регулюють за допомогою рухомої втулки 25, яку переміщують вздовж осі шпилькою 26 та стопорять гайкою 27. Різьба шпильки – метрична, для підвищення точності регулювання крок різьби має бути дрібний.

З правого боку на валу-шестерні 8 нерухомо встановлено шків 28, який зафіксовано в осьовому напрямку пружинним упорним плоским кільцем 29. Центрування шківів 28 на валу має забезпечити збалансованість вала-шестерні 8 і не викликати вібрацій механізму. Крутний момент вал-шестерня 8 передає до шківів 28 за допомогою шпонки 30.

Необхідно обґрунтувати вибір шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу-шестерні 8 та у шківі 28.

Між шківом 28 та підшипником 10 встановлено дистанційне кільце 31. Посадка кільця 31 на валу-шестерні 8 має забезпечити можливість повороту кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей, точність з'єднання невисока.

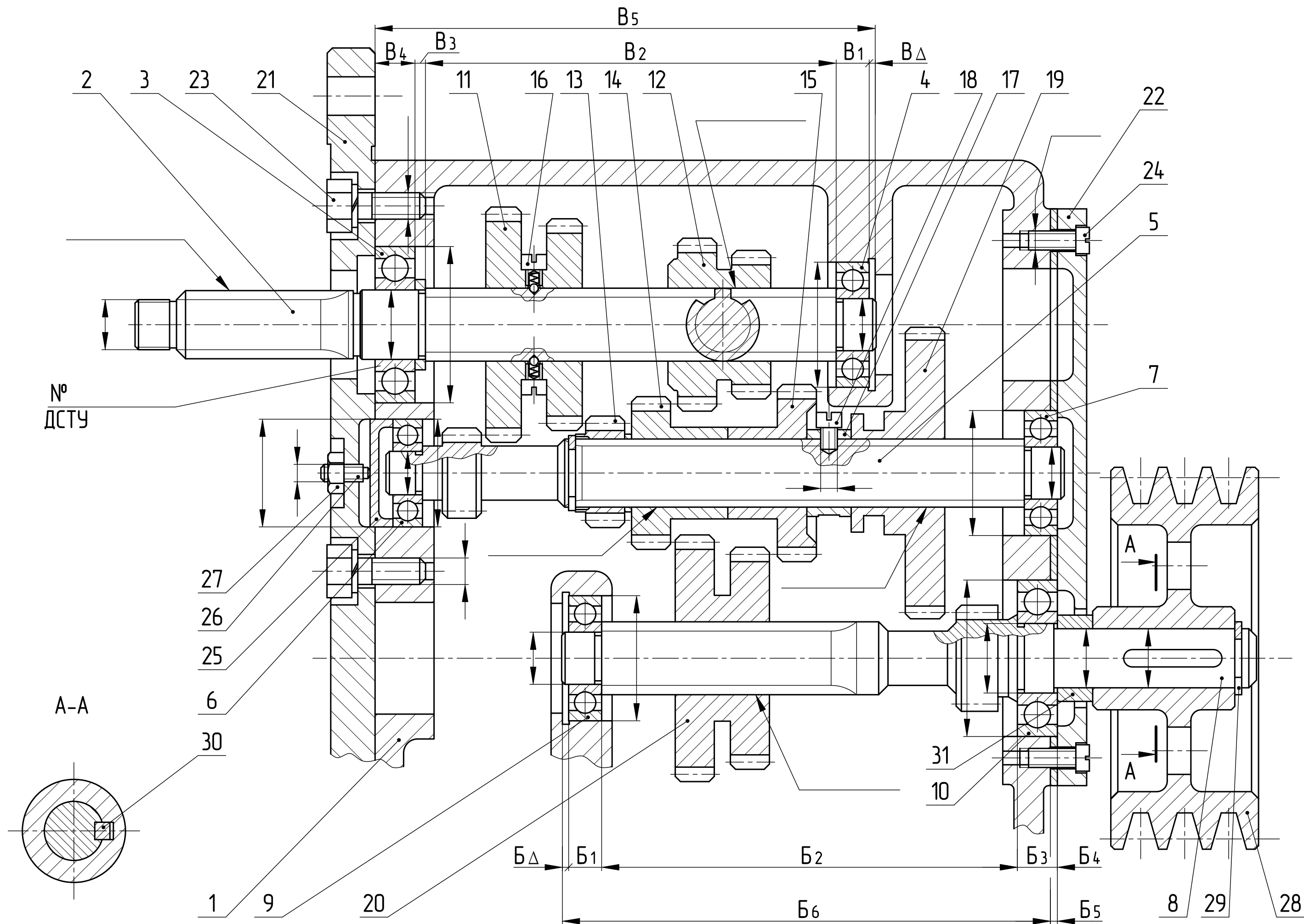
Вузол розбирають під час середніх ремонтів.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} , необхідний для регулювання підшипників вала-шестерні 8.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зазор B_{Δ} , необхідний для регулювання підшипників вала 2.

Початкові дані для проектування:

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, (кН)			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Клас точності різьби	точний	середній		грубий
6	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	верхнє		нижнє	



Кафедра КМ № 30	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
				124

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Основна рекомендована література

1. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с. ISBN 978-966-286-096-2
2. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с. ISBN 978-966-286-097-9
3. Якимчук Г.К., Адаменко Ю.І., Плівак О.А. Допуски і посадки: Довідник. – Частина 1. – К.: Основа, 2011. – 96 с. ISBN 978-966-699-618-6
4. Якимчук Г.К. та ін. Допуски і посадки: Довідник. – Частина II. / Якимчук Г.К., Адаменко Ю.І., Майданюк С.В., Плівак О.А. – К.: Основа, 2012. – 96 с. ISBN 978-966-699-000-0
5. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1 – СПб.: Политехника, 2001. - 576 с. ISBN 5-7325-0513.
6. Палей М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2 – СПб.: Политехника, 2001. - 608 с. ISBN 5-7325-0514

Додаткова рекомендована література

7. Анухин В.И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах: Учеб. пособие.: СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. – 219 с.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. – М.: Высш. шк., 1984. – 112 с.
9. Романов А.Б., Устинов Ю.Н. Выбор посадок и требований точности: Справочно-методическое пособие.- СПб.: Политехника, 2008. - 206 с. ISBN 978-5-7325-5.

10. Якимчук Г.К., Кирилюк Ю.Є., Саранча Г.А. Взаємозамінність, стандартизація, метрологія та технічні вимірювання: Підручник / За ред. Г.К. Якимчука, К.: «Основа», 2006.- 560 с.
11. Якушев А.И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.

Нормативні документи

– для розрахункової частини

1. ДСТУ 2500-94 Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
2. ДСТУ ISO 286-1-2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT).
3. ДСТУ ISO 286-2-2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилень отворів і валів (ISO 286-2:1988, IDT).
4. ДСТУ ISO 68-1:2005 Нарізі ISO загального призначення. Основний профіль. Частина 1. Нарізі метричні (ISO 68-1:1998, IDT)
5. ДСТУ ISO 724:2005 Нарізі метричні ISO загального призначення. Основні розміри (ISO 724:1993, IDT)
6. ДСТУ ISO 965-1:2005 Нарізі метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики (ISO 965-1:1998, IDT)
7. ДСТУ ГОСТ 3478:2008 Подшипники качения. Основные размеры
8. ДСТУ ГОСТ 520:2014 Підшипники кочення. Загальні технічні умови.
9. ДСТУ ГОСТ 8.051:2009 Державна система забезпечення єдності вимірювань. Погрішності, що допускаються при вимірюванні лінійних розмірів до 500 мм.
10. ГОСТ 10748-79 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки

11. ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски
12. ГОСТ 23360-78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки
13. ГОСТ 24853-81 Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
14. ГОСТ 25346-89 Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
15. ГОСТ 25347-82 Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
16. ГОСТ 3189-89 Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений.
17. ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
18. РД 50-98-86 Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм.

– для графічної частини

19. ДСТУ ГОСТ 2.307:2013 Єдина система конструкторської документації. Нанесення розмірів і граничних відхилів (ГОСТ 2.307-2011, IDT).
20. ДСТУ ISO 1101:2009 Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Геометричні допуски. Допуски форми, орієнтації, розташування та биття (ISO 1101:2004, IDT).
21. ДСТУ ISO 128-1:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 1. Передмова та покажчик понять стандартів ISO серії 128 (ISO 128-1:2003, IDT)
22. ДСТУ ISO 128-20:2003 Кресленики технічні. Загальні принципи подавання. Частина 20. Основні положення про лінії (ISO 128-20:1996, IDT)
23. ДСТУ ISO 128-21:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 21. Лінії, виконані автоматизованим проектуванням (ISO

128-21:1997, IDT)

24. ДСТУ ISO 128-22:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 22. Основні положення та правила застосування ліній-виносок і полиць ліній-виносок (ISO 128-22:1999, IDT)
25. ДСТУ ISO 128-24:2018 Кресленики технічні. Загальні принципи подання. Частина 24. Лінії на машинобудівних креслениках (ISO 128-24:2014, IDT)
26. ДСТУ ISO 128-30:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 30. Основні положення про види (ISO 128-30:2001, IDT)
27. ДСТУ ISO 128-34:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 34. Види на машинобудівних креслениках (ISO 128-34:2001, IDT)
28. ДСТУ ISO 128-40:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 40. Основні положення про розрізи та перерізи (ISO 128-40:2001, IDT)
29. ДСТУ ISO 128-44:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 44. Розміри та перерізи на машинобудівних креслениках (ISO 128-44:2001, IDT)
30. ДСТУ ISO 128-50:2005 Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 50. Основні положення про зображення розрізів і перерізів (ISO 128-50:2001, IDT)
31. ДСТУ ISO 2768-1-2001 Основні допуски. Частина 1. Допуски на лінійні та кутові розміри без спеціального позначення допусків (ISO 2768-1:1989, IDT).
32. ДСТУ ISO 2768-2-2001 Основні допуски. Частина 2. Допуски геометричні для елементів без спеціального позначення допусків (ISO 2768-2:1989, IDT).
33. ГОСТ 2.201-80 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Обозначение изделий и конструкторских документов

ДОДАТОК А

Приклад оформлення пояснювальної записки

1 ВИБІР ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ

Задача. Призначити посадки кілець підшипника 6-214 на вал і в корпус та побудувати схеми полів допусків. Виконати ескізи з'єднання, вала та корпусу, з позначенням параметрів точності.

Вихідні дані:

- зовнішнє кільце підшипника встановлене в корпусі нерухомо;
- внутрішнє кільце обертається разом з валом;
- вал – порожнистий, діаметр отвору $d_e=55$ мм;
- радіальна сила - постійна за величиною та напрямком, реакція опори $F_r=12500$ Н.
- навантаження з ударами, перевантаження до 300%.
- осьове навантаження на опору відсутнє.

1. Параметри підшипника 6-214:

- 214 – підшипник кульковий радіальний однорядний, легка серія (табл. Ж.7 [2]):
 - діаметр зовнішнього кільця $D=125$ мм;
 - діаметр внутрішнього кільця $d=70$ мм;
 - ширина кільця підшипника $B=24$ мм;
 - розміри фасок $r=2,5$ мм;
- клас точності підшипника – 6;
- категорія підшипника – С.

Схема підшипника наведена на рисунку 1.1.

2. Види навантаження кілець підшипника.

За умовою зовнішнє кільце встановлено нерухомо, а внутрішнє обертається разом з валом, що відповідає схемі навантаження (рисунок 7.3, б [2]).

За схемою навантаження (рисунок 1.2) внутрішнє кільце сприймає циркуляційний вид навантаження, а зовнішнє – місцевий.

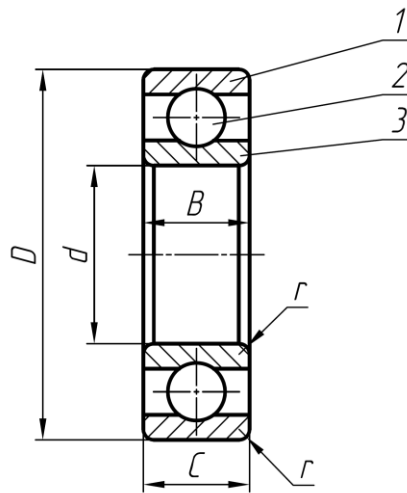


Рисунок 1.1 - Схема підшипника;

1 – зовнішнє кільце; 2 – тіло кочення; 3 – внутрішнє кільце

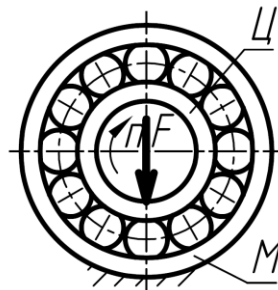


Рисунок 1.2 – Схема навантаження підшипника;

М – місцевий, Ц – циркуляційний види навантаження.

3. Інтенсивність радіального навантаження циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця визначається за (7.1) [2]:

$$p_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3,$$

де F_r – радіальне навантаження, кН;

b – робоча ширина кільця підшипника, м;

k_1 – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від характеру навантажень – $k_1 = 1,8$ (перевантаження до 300%);

k_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь ослаблення посадкового натягу для порожнистого вала чи тонкостінного корпусу – $k_2 = 1,7$ (таблиця 7.5 [2]), оскільки:

$$d_b/d = 55/70 = 0,79 ;$$

$$D/d = 125/70 = 1,8;$$

k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілення радіального навантаження між рядами роликів у дворядних конічних роликів підшипниках чи між здвоєними кульковими підшипниками за наявності осьового навантаження F_a на опору – $k_3 = 1$ ($F_a = 0$ таблиця 7.5).

Робоча ширина кільця підшипника:

$$b = B - 2r = 24 - 2 \cdot 2,5 = 19 \text{ мм} = 0,019 \text{ м}$$

Таким чином, інтенсивність радіального навантаження циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця становить:

$$p_R = \frac{12500}{0,019} \cdot 1,8 \cdot 1,7 \cdot 1 = 2013158 \text{ Н} \approx 2013 \text{ кН/м}.$$

4. Вибір посадок.

- для вала рекомендуються поля допусків $n6$ і $n5$ (таблицею 7.4 [2]). Для підшипника класу точності 6 вибираємо поле допуску вала $n6$ (таблиця 7.1 [2]). Отже, посадка внутрішнього кільця підшипника на вал $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$.
- для отвору корпусу вибираємо поле допуску $H7$ (таблиця 7.6, таблиця 7.1 [2]). Посадка зовнішнього кільця в корпус $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$.

5. Визначення характеристик посадки внутрішнього кільця підшипника з валом $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$.

а) Граничні відхилення вала $\varnothing 70n6$:

- нижнє відхилення (таблиця А.4 [1]) $ei = + 20 \text{ мкм}$;
- числове значення допуску (таблиця А.2 [1]) $IT_d = 19 \text{ мкм}$;
- верхнє відхилення $es = + 39 \text{ мкм}$.

Граничні відхилення внутрішнього кільця підшипника $\varnothing 70L6$:

- верхнє відхилення (таблиця Ж.1 [2]) $ES = 0 \text{ мкм}$;
- нижнє відхилення (таблиця Ж.1 [2]) $EI = - 12 \text{ мкм}$;
- числове значення допуску (таблиця Ж.1 [2]) $IT_D = 12 \text{ мкм}$.

б) Характеристики посадки:

- характер посадки – з натягом;
- найбільший натяг

$$N_{max} = es - EI = 39 - (-12) = 51 \text{ мкм};$$

- найменший натяг

$$N_{min} = ei - ES = 20 - 0 = 20 \text{ мкм};$$

- допуск посадки

$$IT_d + IT_D = 19 + 12 = 31 \text{ мкм.}$$

6. Схема посадки $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$ наведена на рисунку 1.3, а.

7. Визначення характеристик посадки зовнішнього кільця підшипника в отворі корпусу $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$.

а) Граничні відхилення отвору корпусу $\varnothing 125H7$:

- нижнє відхилення (таблиця А.3 [1]) $EI = 0 \text{ мкм}$;
- числове значення допуску (таблиця А.2 [1]) $IT_D = 40 \text{ мкм}$;
- верхнє відхилення $ES = +40 \text{ мкм}$.

Граничні відхилення зовнішнього кільця підшипника $\varnothing 125l6$:

- верхнє відхилення (таблиця Ж.2 [2]) $es = 0 \text{ мкм}$;
- нижнє відхилення (таблиця Ж.2 [2]) $ei = -15 \text{ мкм}$;
- числове значення допуску (таблиця Ж.2 [2]) $IT_d = 15 \text{ мкм}$.

б) Характеристики посадки:

- характер посадки – із зазором;
- найбільший зазор

$$S_{max} = ES - ei = 40 - (-15) = 55 \text{ мкм};$$

- найменший зазор

$$S_{min} = EI - es = 0 \text{ мкм};$$

- допуск посадки

$$IT_d + IT_D = 15 + 40 = 55 \text{ мкм.}$$

8. Схема посадки $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$ наведена на рис. 1.3, б.

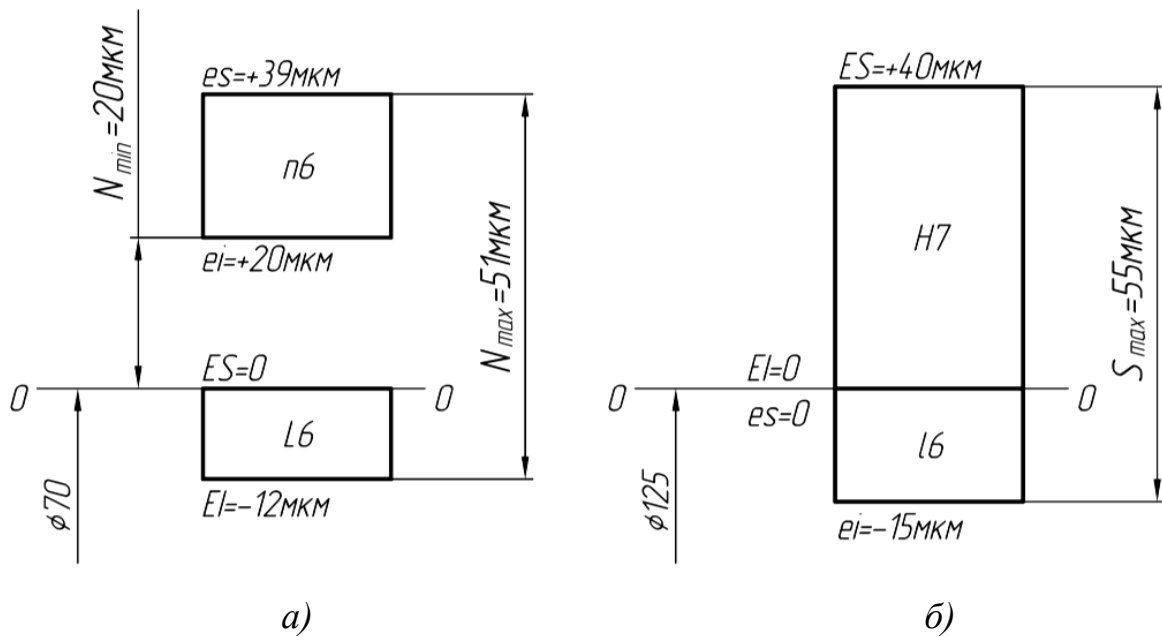


Рисунок 1.3 - Схема посадок:

а) посадка $\varnothing 70 \frac{L6}{n6}$; б) посадка $\varnothing 125 \frac{H7}{l6}$

9. Вибір допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь:

а) вал $\varnothing 70n6$:

- допуск круглості вала $TFK = 5 \text{ мкм}$ (таблиця 7.8 [2]);
- допуск профілю поздовжнього перерізу $TFP = 5 \text{ мкм}$ (таблиця 7.8 [2]);
- допуск співвісності становить 4 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (таблиця 7.9 [2]).

Оскільки $B = 24 \text{ мм}$, то:

$$TPC \approx 4 \cdot 24 / 10 = 9,6 \text{ мкм}.$$

Призначається $TPC = 10 \text{ мкм}$ (таблиця Б.4 [1]) в діаметральному вираженні;

- допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні $TCA = 19 \text{ мкм}$ (таблиця 7.10 [2]);
- шорсткість циліндричної поверхні – $Ra 0,63 \text{ мкм}$ (таблиця 7.7 [2]);
- шорсткість опорного торця – $Ra 1,25 \text{ мкм}$ (таблиця 7.7 [2]).

б) отвір корпусу $\varnothing 125H7$:

- допуск круглості отвору $TFK = 10$ мкм (таблиця 7.8 [2]);
- допуск профілю поздовжнього перерізу $TFP = 10$ мкм (таблиця 7.8 [2]);
- допуск співвісності становить 8 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (таблиця 7.9 [2]).

Оскільки $B = 24$ мм, то:

$$TPC \approx 8 \cdot 24 / 10 = 19,2 \text{ мкм.}$$

Призначається $TPC = 20$ мкм (таблиця Б.4 [1]) в діаметральному вираженні;

- допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні $TCA = 40$ мкм (таблиця 7.10 [2]);
- шорсткість циліндричної поверхні – $Ra 1,25$ мкм (таблиця 7.7 [2]);
- шорсткість опорного торця – $Ra 2,5$ мкм (таблиця 7.7 [2]).

8. Ескізи з'єднання вузла підшипника, корпусу та вала наведено на рисунку 1.4. На ескізах база B (вісь іншого підшипника) не вказана.

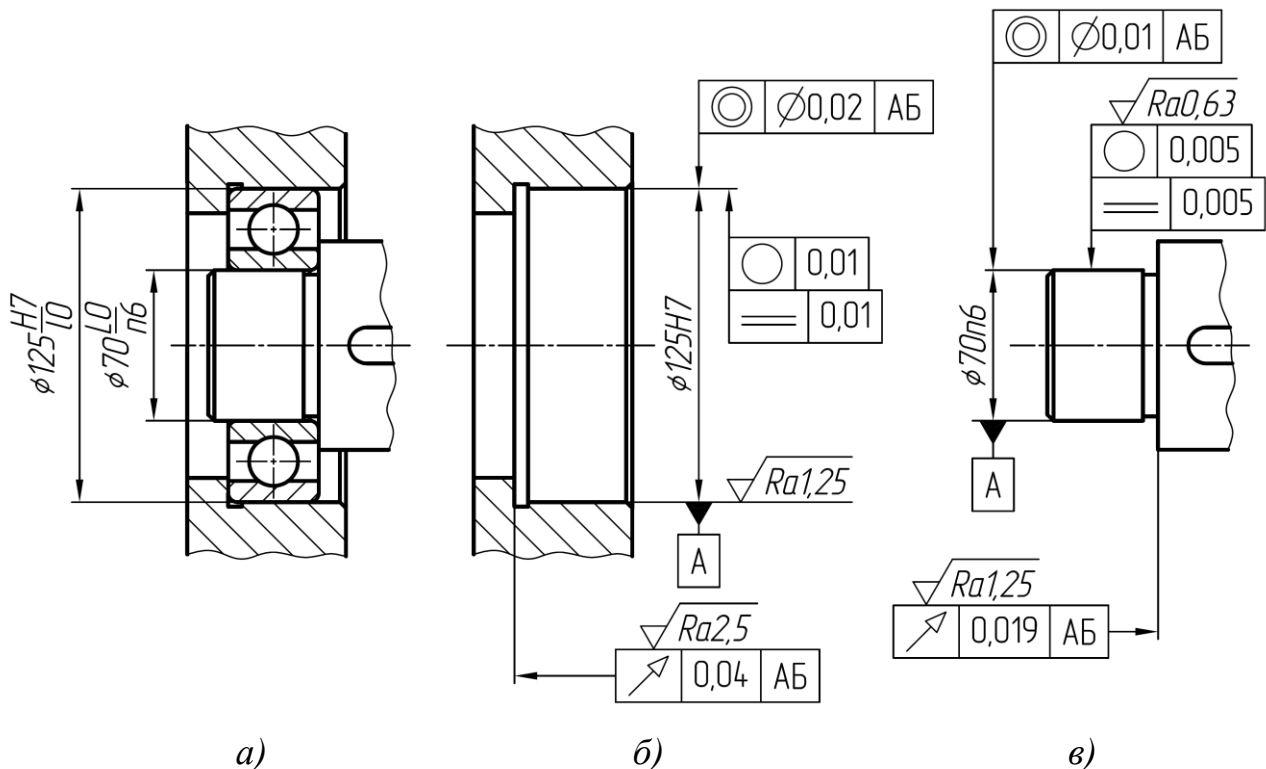


Рисунок 1.4 – Ескізи:

а) з'єднання вузла підшипника; б) корпусу; в) вала.

2 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ

2.1 Розрахунок посадки $\varnothing 30H8/d9$

1 Позначення посадки - $\varnothing 30H8/d9$:

- номінальний розмір посадки $D (d) = 30$ мм;
- поле допуску отвору $\varnothing 30H8$;
- поле допуску вала $\varnothing 30d9$;
- посадка в системі отвору.

2 Визначення граничних розмірів.

2.1 Граничні розміри отвору $\varnothing 30H8$.

Основне відхилення отвору (таблиця А.3 [1]): $EI = 0$.

Числове значення допуску отвору (таблиця А.2 [1]): $IT_D = 33$ мкм.

Верхнє відхилення отвору:

$$ES = EI + IT_D = 0 + 33 = + 33 \text{ мкм.}$$

Граничні розміри отвору:

$$D_{max} = D + ES = 30 + 0,033 = 30,033 \text{ мм;}$$

$$D_{min} = D + EI = 30 + 0 = 30 \text{ мм.}$$

2.2 Граничні розміри вала $\varnothing 30d9$.

Основне відхилення вала (таблиця А.4 [1]): $es = - 65$ мкм;

Числове значення допуску вала (таблиця А.2 [1]): $IT_d = 52$ мкм.

Нижнє відхилення:

$$ei = es - IT_d = - 65 - 52 = - 117 \text{ мкм.}$$

Граничні розміри вала:

$$d_{max} = d + es = 30 + (- 0,065) = 29,935 \text{ мм;}$$

$$d_{min} = d + ei = 30 + (- 0,117) = 29,883 \text{ мм.}$$

3 Схема посадки

Відповідно до того, що поле допуску вала $\varnothing 30d9$ розташовується нижче поля допуску отвору $\varnothing 30H8$, відповідно посадка $\varnothing 30H8/d9$ є посадкою із зазором.

Схема посадки $\varnothing 30H8/d9$, з позначенням характеристик посадки, наведена на рисунку 2.1.

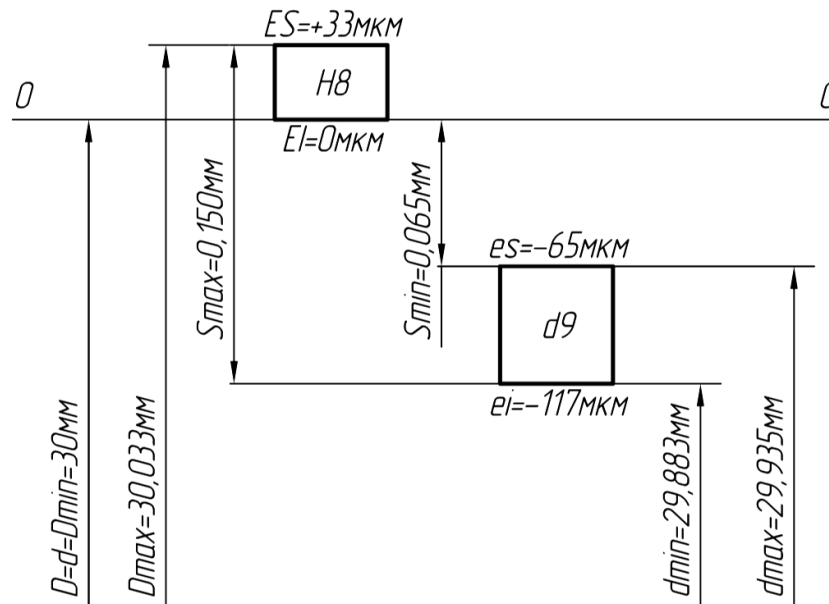


Рисунок 2.1 - Схема посадки $\varnothing 30H8/d9$

4 Розрахунок характеристик посадки.

Найбільший граничний зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 30,033 - 29,883 = 0,150 \text{ мм.}$$

Найменший граничний зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 30 - 29,935 = 0,065 \text{ мм.}$$

Середній зазор

$$S_c = (S_{\max} + S_{\min}) / 2 = (0,150 + 0,065) / 2 = 0,1075 \text{ мм.}$$

Допуск посадки

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 0,150 - 0,065 = 0,085 \text{ мм,}$$

$$T_S = IT_D + IT_d = 0,033 + 0,052 = 0,085 \text{ мм.}$$

3 РОЗРАХУНОК ПОСАДКИ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ

Розрахунок посадки $M20 \times 2 - 6H/6g$

1 Позначення різьбового з'єднання:

зовнішній діаметр $D = d = 20$ мм;

- крок $P = 2$ мм;
- поле допуску гайки $M20 \times 2 - 6H$;
- поле допуску болта $M20 \times 2 - 6g$.

2 Номінальні розміри середнього та внутрішнього діаметрів (табл. К.1 [2]):

$$D_2(d_2) = d - 0,6495 P = 20 - 0,6495 \cdot 2 = 18,701 \text{ мм}$$

$$D_1(d_1) = d - 1,0825 P = 20 - 1,0825 \cdot 2 = 17,835 \text{ мм}$$

3 Граничні розміри гайки $M20 \times 2 - 6H$.

Основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів (табл. К.5 [2]):

$$EI_{D_2} = EI_{D_1} = EI_D = 0 \text{ мкм}$$

Числові значення допусків T_{D_2} та T_{D_1} :

- $T_{D_2} = 212$ мкм (див. табл. К.4 [2]),
- $T_{D_1} = 375$ мкм (див. табл. К.3 [2]).

Верхні відхилення середнього та внутрішнього діаметрів:

$$ES_{D_2} = EI_{D_2} + T_{D_2} = 0 + 212 = +212 \text{ мкм},$$

$$ES_{D_1} = EI_{D_1} + T_{D_1} = 0 + 375 = +375 \text{ мкм},$$

Граничні розміри гайки:

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 18,701 + 0,212 = 18,913 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 18,701 + 0 = 18,701 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 17,835 + 0,375 = 18,210 \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 17,835 + 0 = 17,835 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 20 + 0 = 20 \text{ мм};$$

$$D_{\max} - \text{не встановлюється.}$$

4 Граничні розміри болта $M20 \times 2 - 6g$.

Основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів, відповідно до табл. К.5 [2], становлять:

$$es_{d_2} = es_{d_1} = es_d = -38 \text{ мкм.}$$

Числові значення допусків T_{d_2} та T_d :

- $T_{d_2} = 160 \text{ мкм}$ (див. табл. К.4 [2]);
- $T_d = 280 \text{ мкм}$ (див. табл. К.3 [2]).

Нижні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів:

$$ei_{d_2} = es_{d_2} - T_{d_2} = -38 - 160 = -198 \text{ мкм};$$

$$ei_d = es_d - T_d = -38 - 280 = -318 \text{ мкм.}$$

Граничні розміри болта:

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 18,701 + (-0,198) = 18,503 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 18,701 + (-0,038) = 18,663 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 20 + (-0,318) = 19,682 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 20 + (-0,038) = 19,962 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d_1} = 17,835 + (-0,038) = 17,797 \text{ мм};$$

$$d_{1\min} - \text{не встановлюється.}$$

5 Схема розташування полів допусків різьбового з'єднання $M20 \times 2 - 6H/6g$ наведена на рисунку 3.1.

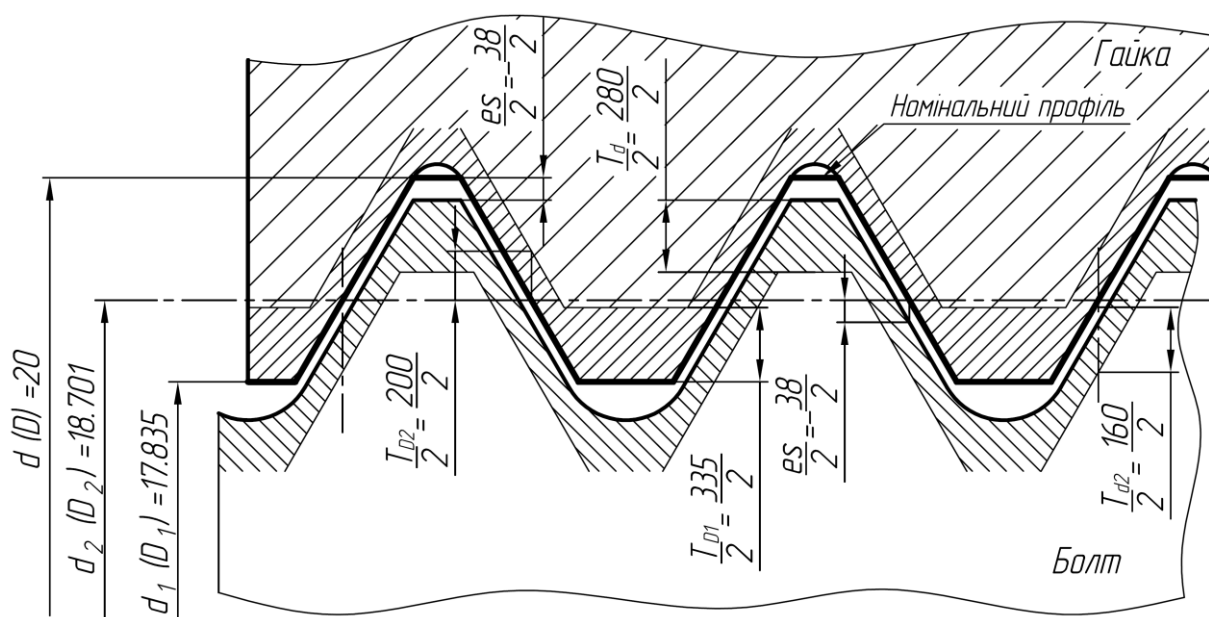


Рисунок 3.1 - Схема розташування полів допусків
різьбового з'єднання M20×2 – 6H/6g

4 РОЗРАХУНОК РОЗМІРНОГО ЛАНЦЮГА

1. Відповідно з описом роботи вузла, для компенсації температурних деформацій у працюючому вузлі необхідно забезпечити зазор $A_{\Delta}=2^{+1,0}$ мм між торцем кришки та підшипником.

Розрахунок розмірного ланцюга виконати за методом максимуму-мінімуму.

Таким чином замикальною ланкою механізму є зазор з розмірами $A_{\Delta}=2^{+1,0}$ мм.

Параметри замикальної ланки:

- номінальний розмір: $A_{\Delta}=2$ мм;
- нижнє відхилення: $EI_{\Delta}=0$ мкм;
- верхнє відхилення: $ES_{\Delta}=+1$ мм = + 1000 мкм;
- найбільший граничний розмір:

$$A_{\Delta\max} = A_{\Delta} + ES_{\Delta} = 2 + 1 = 3 \text{ мм};$$

- найменший граничний розмір:

$$A_{\Delta\min} = A_{\Delta} + EI_{\Delta} = 2 + 0 = 2 \text{ мм};$$

- допуск:

$$TA_{\Delta\max} = ES_{\Delta} - EI_{\Delta} = 1 - 0 = 1 \text{ мм} = 1000 \text{ мкм}.$$

2. Визначаються складові ланки і будується схема розмірного ланцюга.

Схема розмірного ланцюга, яка включає замикальну ланку та усі складові ланки, утворюючи замкнутий контур, наведена на рисунку 4.1.

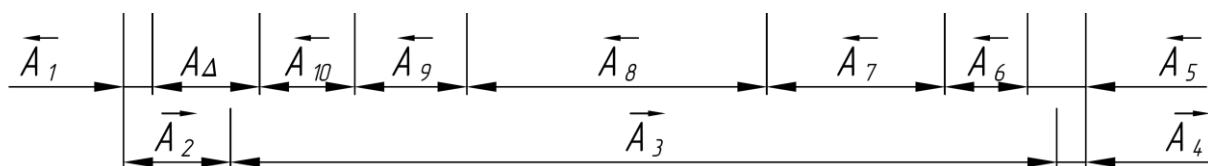


Рисунок 4.1 - Схема розмірного ланцюга

Визначаються збільшувальні та зменшувальні ланки:

- збільшувальні ланки – $\bar{A}_2, \bar{A}_3, \bar{A}_4$;
- зменшувальними ланки – $\bar{A}_5, \bar{A}_6, \bar{A}_7, \bar{A}_8, \bar{A}_9, \bar{A}_{10}, \bar{A}_1$.

3. Призначаються розміри складових ланок.

Розмірний ланцюг містить стандартні вироби:

- ланки \bar{A}_6 і \bar{A}_{10} – ширини підшипників (\bar{A}_6 – №2007910А, ланка \bar{A}_{10} – №2007911А за ДСТУ ГОСТ 27365:2008). Номінальні розміри цих ланок беруться за ДСТУ ГОСТ 27365:2008, відповідно до умовного позначення: $\bar{A}_6 = 20$ мм, $\bar{A}_{10} = 23$ мм;
- ланку A_2 (ширина кільця 19) варто прийняти залежною ланкою, розмір, допуск та граничні відхилення якої будуть забезпечувати виконання поставленої задачі;
- для усіх ланок, крім залежної A_2 , призначаються розміри за ГОСТ 6636-69 і заносяться до таблиці 4.1.

Розмір залежної ланки A_2 визначається за формулою (11.1) [2]:

$$\begin{aligned} A_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{i=1}^n \bar{A}_i = \\ &= (\bar{A}_2 + \bar{A}_3 + \bar{A}_4) - (\bar{A}_1 + \bar{A}_5 + \bar{A}_6 + \bar{A}_7 + \bar{A}_8 + \bar{A}_9 + \bar{A}_{10}), \\ 2 &= \bar{A}_2 + 360 + 7,1 - 7,1 - 14 - 20 - 180 - 75 - 48 - 23; \\ \bar{A}_2 &= 2 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Результати розрахунків заносяться до таблиці 4.1.

4. Призначаються допуски складових ланок.

Для складових ланок (крім стандартних виробів) визначаються одиниці допуску (таблиця М.2 [2]).

Допуски на ширину підшипників кочення (ланки A_6 і A_{10}) призначаються за ДСТУ ГОСТ 520: 2014 (таблиця Ж.1[2]), залежно від внутрішнього діаметра d і класу точності підшипника. Відповідно до умовного позначення, клас точності

обох підшипників – 0. Для роликів конічних підшипників 0-го класу точності граничні відхилення для ширини B становлять:

- для підшипника 3 ($d = 50$ мм) – $ES = 0$; $EI = -240$ мкм; $T = 240$ мкм;
- для підшипника 2 ($d = 55$ мм) – $ES = 0$; $EI = -300$ мкм; $T = 300$ мкм.

За формулою (11.21) [2] розраховується число одиниць допуску k :

$$k = \frac{TA_{\Delta} - f}{\sum_{i=1}^s i_i} = \frac{1000 - (240 + 300)}{0,9 + 0,55 + 3,54 + 0,9 + 1,08 + 2,52 + 186 + 1,56} = 35,6.$$

Відповідно до таблиці М.1 [2], отримане число одиниць допуску $k = 35,6$ знаходиться між $k = 25$ (8-й квалітет) та $k = 40$ (9-й квалітет).

Число значення допуску залежної ланки A_2 повинно знаходитись між допусками за 8-м та 9-м квалітетами, тобто повинно знаходитись в межах 14...25 мкм (таблиця А.2 [1]). Тому для частини ланок призначаються допуски за 9-м квалітетом, а для частини – за 8-м квалітетом.

Для ланок $\bar{A}_4, \bar{A}_5, \bar{A}_9$ призначені допуски за 8-м квалітетом, для ланок $\bar{A}_1, \bar{A}_3, \bar{A}_7, \bar{A}_8$ – допуски за 9-м квалітетом (таблиця А2 [1]). Допуск залежної ланки A_2 визначається за рівнянням (11.5) [2]:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i;$$

$$1000 = 36 + TA_2 + 140 + 22 + 27 + 240 + 100 + 74 + 39 + 300;$$

$$TA_2 = 22 \text{ мкм.}$$

Значення призначених та розрахованого допусків складових ланок заносяться до таблиці 4.1.

5. Визначаються граничні відхилення складових ланок.

Для ланок, які є розмірами отворів призначаються основні відхилення H ($EIA_i = 0$); для ланок, які є розмірами валів – основні відхилення h ($ESA_i = 0$), для решти розмірів – основні відхилення JS ($\pm TA_i/2$).

Основні та граничні відхилення складових ланок, крім залежної, заносяться до таблиці 4.1.

Граничні відхилення залежної ланки A_2 визначаються за формулами (11.6) [2] та (11.7) [2]:

$$\begin{aligned}
 ESA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m ES\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n EI\vec{A}_i; \\
 +1000 &= ES\vec{A}_2 + 0 + 0 - (-18 - 13,5 - 240 - 100 - 74 - 39 - 300); \\
 ES\vec{A}_2 &= 215,5 \text{ мкм}; \\
 EIA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m EI\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n ES\vec{A}_i; \\
 0 &= EI\vec{A}_2 - 140 - 22 - 18 - 13,5 - 0 - 0 - 0 - 0 - 0; \\
 EI\vec{A}_2 &= 193,5 \text{ мкм}.
 \end{aligned}$$

Таблиця 4.1 – Результати розрахунків розмірного ланцюга

Позначення ланки	Номинальний розмір, мм	Одиниця допуску, i , мкм	Квалітет	Допуск, T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення, ES , мкм	Нижнє відхилення, EI , мкм	Середина поля допуску, ES , мкм
A_{Δ}	2	-	-	1000	-	+1000	0	+500
\vec{A}_1	7,1	0,90	9	36	JS	+18	-18	0
\vec{A}_2	2	0,55	-	22	-	+215,5	+193,5	204,5
\vec{A}_3	360	3,54	9	140	h	0	-140	-70
\vec{A}_4	7,1	0,90	8	22	h	0	-22	-11
\vec{A}_5	14	1,08	8	27	JS	+13,5	-13,5	0
\vec{A}_6	20	-	-	240	-	0	-240	-120
\vec{A}_7	180	2,52	9	100	h	0	-100	-50
\vec{A}_8	75	1,86	9	74	h	0	-74	-37
\vec{A}_9	48	1,56	8	39	h	0	-39	-19,5
\vec{A}_{10}	23	-	-	300	-	0	-300	-150

Перевіряється правильність визначення граничних відхилень залежної ланки за формулою (11.2) [2]:

$$TA_i = ESA_i - EIA_i = 215,5 - 193,5 = 22 \text{ мкм}$$

Розрахунки показали, що розрахований допуск залежної ланки відповідає допуску, визначеному під час призначення допусків складових ланок.

Результати розрахунків заносяться до таблиці 4.1.

6. Перевірка правильності розрахунку розмірного ланцюга.

Для усіх ланок розмірного ланцюга визначаються координати середин полів допусків (за формулами (11.9), (11.10) [2]) та заносяться у таблицю 4.1.

Перевіряється виконання залежності (11.8) [2]:

$$\begin{aligned} ECA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m EC\vec{A}_i - \sum_{i=1}^n EC\vec{A}_i; \\ + 500 &= 204,5 - 70 - 11 - (0 + 0 - 120 - 50 - 37 - 19,5 - 150) \\ &+ 500 = +500. \end{aligned}$$

Розмірний ланцюг розраховано вірно.

На креслениках деталей, які складають даний розмірний ланцюг, розміри елементів, що входять складальними ланками, повинні позначатись:

$$\begin{aligned} A_1 &= 7,1JS9^{(+0,018)}_{(-0,018)}; & A_2 &= 2^{(+0,2155)}_{(+0,1935)}; & A_3 &= 360h9_{(-0,140)}; \\ A_4 &= 7,1h8_{(-0,022)}; & A_5 &= 14JS8^{(+0,0135)}_{(-0,0135)}; \\ A_7 &= 180h9_{(-0,100)}; & A_8 &= 75h9_{(-0,074)}; & A_9 &= 48h8_{(-0,039)}. \end{aligned}$$

5 ВИБІР УНІВЕРСАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ

Задача. Для контролю вала $\varnothing 55e8$ вибрати універсальний засіб вимірювання та навести його метрологічні характеристики.

1. За номінальним розміром та квалітетом визначаємо допуск вала та допустиму похибку вимірювання:

- допуск вала (таблиця А.2 [1]): $IT8 = 46$ мкм;
- допустима похибка вимірювання [4]: $\delta = 12$ мкм.

2. Для вала у діапазоні розмірів 50 ... 80 мм (табл. V [5]) встановлюємо перелік рекомендованих *станкових* універсальних засобів вимірювання: 7в, 7ж, 11а, 13а, 14а, 31, 32б, 35б:

- 7в – Індикатори годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм, клас точності I. Індикатор встановлено на штативі або на стійці;
- 7ж – Індикатори годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм, клас точності 0. Індикатор встановлено на штативі або на стійці;
- 11а – Індикатори багатооборотні з ціною поділки 0,002 мм, границя вимірювання 2 мм. Індикатор встановлено на штативі;
- 13а – Головки вимірювальні пружинні (мікрокатори) з ціною поділки 0,01 мм і границею вимірювання $\pm 0,30$ мм. Головку встановлено на стійці С-II;
- 14а – Головки вимірювальні пружинні (мікрокатори) з ціною поділки 0,005 мм і границею вимірювання $\pm 0,15$ мм. Головку встановлено на стійці С-II;
- 31 – Мікроскопи інструментальні великі і малі;
- 32б – Мікроскопи вимірювальні універсальні;
- 35б – Проектори вимірювальні, збільшення $20\times$.

3. Для вала у діапазоні розмірів 50 ... 80 мм (табл. VI [5]) встановлюємо перелік рекомендованих *накладних* універсальних засобів вимірювання: 4а*, 4б, 5б, 6а:

- 4а* – Мікрометри гладкі з величиною відліку 0,01 мм. Мікрометр під час

вимірювання знаходиться в руках;

4б – Мікрометри гладкі з величиною відліку 0,01 мм. Мікрометр під час вимірювання знаходиться у стійці або забезпечується термоізоляція від рук оператора;

5б – Скоби індикаторні з ціною поділки 0,01 мм. Скоба під час вимірювання знаходиться у стійці або забезпечується термоізоляція від рук оператора;

6а – Мікрометри важільні з ціною поділки 0,002 мм. Мікрометр під час вимірювання знаходиться в руках.

4. Вибір засобу вимірювання здійснюємо за економічними критеріями. Перевагу надаємо *накладним* засобам вимірювання з максимально грубою величиною відліку, вимірювання якими є найбільш зручним і швидким.

Отже, вибираємо засіб вимірювання 4а* – мікрометр гладкий з величиною відліку 0,01 мм. Гранична похибка вимірювання приладу дорівнює 10 мкм, а допустима похибка вимірювання $\delta = 12$ мкм, що є прийнятним.

5. Метрологічні характеристики приладу (додаток [5]):

Мікрометр гладкий ГОСТ 6507

Клас точності	– I
Границі вимірювання	– 50 ... 75 мм
Ціна поділки	– 0,01 мм
Основна похибка	– $\pm 0,0025$ мм
Гранична похибка вимірювання	– 10 мкм
Температурний режим	– 5°C
Варіант використання	– прилад знаходиться в руках

Висновок. Для контролю вала $\varnothing 55e8$ вибрано універсальний засіб вимірювання – мікрометр МК50-1 ГОСТ 6507.

6 РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КАЛІБРІВ

Для контролю деталей з'єднання $\varnothing 220H9/d9$ необхідно розрахувати граничні та виконавчі розміри робочих калібрів калібра-пробки та калібра-скоби.

6.1 Калібр-пробка для контролю отвору $\varnothing 220H9$.

1 Граничні розміри отвору $\varnothing 220H9$.

Основне відхилення отвору (таблиця А.3 [1]): $EI = 0$.

Числове значення допуску отвору (таблиця А.2 [1]): $IT_D = 115$ мкм.

Верхнє відхилення отвору:

$$ES = EI + IT_D = 0 + 115 = + 115 \text{ мкм.}$$

Граничні розміри отвору:

$$D_{max} = D + ES = 220 + 0,115 = 220,115 \text{ мм;}$$

$$D_{min} = D + EI = 220 + 0 = 220 \text{ мм.}$$

2 Допуски та відхилення калібра-пробки (таблиця 2 [3]):

- допуск на виготовлення калібра-пробки – $H = 10$ мкм;
- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для отвору відносно найменшого граничного розміру отвору – $Z = 21$ мкм;
- допустимий вихід розміру зношеного калібру-пробки за межі поля допуску отвору – $Y = 0$;
- величина для компенсації похибок контролю калібрами отворів з розмірами більше 180 мм – $\alpha = 4$ мкм.

3 Граничні розміри калібра-пробки (таблиця 1 [3]):

- прохідний бік калібра-пробки:

$$PP_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 220 + 0,021 + \frac{0,010}{2} = 220,026 \text{ мм}$$

$$PP_{min} = D_{min} + Z - \frac{H}{2} = 220 + 0,021 - \frac{0,010}{2} = 220,016 \text{ мм}$$

$$PP_{зн} = D_{min} - Y + \alpha = 220 - 0 + 0,004 = 220,004 \text{ мм}$$

- непрохідний бік калібра-пробки:

$$HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2} = 220,115 - 0,004 + \frac{0,010}{2} = 220,116 \text{ мм}$$

$$HE_{\min} = D_{\max} - \alpha - \frac{H}{2} = 220,115 - 0,004 - \frac{0,010}{2} = 220,106 \text{ мм}$$

4 Виконавчі розміри калібра-пробки:

- прохідний бік – $\varnothing 220,026_{-0,01}$
- непрохідний бік – $\varnothing 220,106_{-0,01}$

5 Схему полів допусків калібра-пробки для контролю отвору $\varnothing 220H9$ наведено на рисунку 6.1.

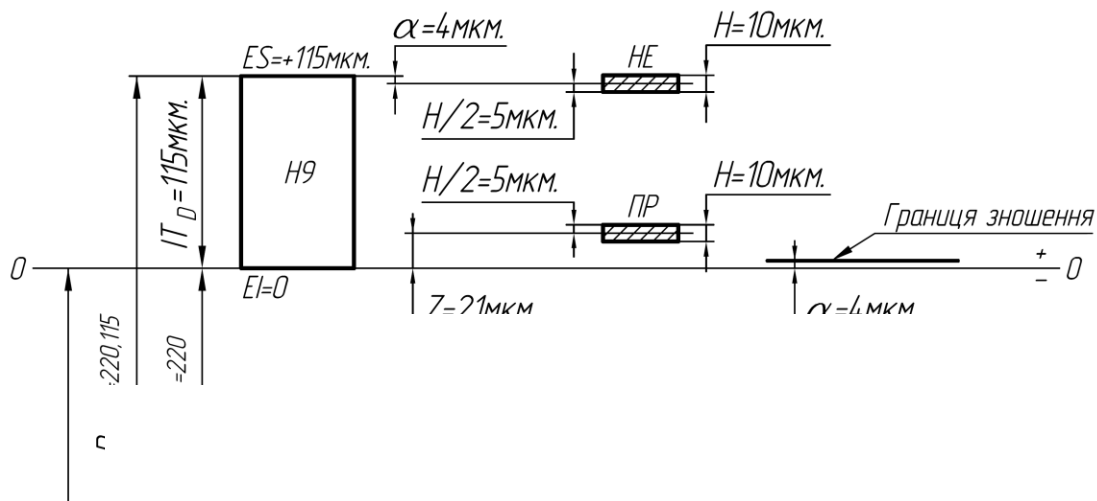


Рисунок 6.1 – Схема поля допуску калібра-пробки
для контролю отвору $\varnothing 220H9$

6.2 Калібр-скоба для контролю вала $\varnothing 220d9$.

1 Граничні розміри вала $\varnothing 220d9$.

Основне відхилення вала (таблиця А.4 [1]) становить: $es = -170$ мкм.

Числове значення допуску отвору (таблиця А.2 [1]): $IT_D = 115$ мкм.

Нижнє відхилення вала:

$$ei = es - IT_d = -170 - 115 = -285 \text{ мкм.}$$

Граничні розміри вала:

$$d_{\min} = d + ei = 220 - 0,285 = 219,715 \text{ мм,}$$

$$d_{\max} = d + es = 220 - 0,170 = 219,830 \text{ мм}$$

2 Допуски та відхилення калібра-скоби (таблиця 2 [3]):

- допуск на виготовлення калібра- скоби – $H_1 = 14 \text{ мкм}$;
- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала відносно найбільшого граничного розміру валу – $Z_1 = 21 \text{ мкм}$;
- допустимий вихід розміру зношеного калібру-скоби за межі поля допуску вала – $Y_1 = 0$;
- величина для компенсації похибок контролю калібрами отворів з розмірами більше 180 мм – $\alpha_1 = 4 \text{ мкм}$.

3 Граничні розміри калібра-скоби (таблиця 1 [3]):

- прохідний бік калібра- скоби:

$$PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = 219,830 - 0,021 + \frac{0,014}{2} = 219,816 \text{ мм}$$

$$PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 219,830 - 0,021 - \frac{0,014}{2} = 219,802 \text{ мм}$$

$$PP_{\text{зн}} = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 = 219,830 + 0 - 0,004 = 219,826 \text{ мм}$$

- непрохідний бік калібра- скоби:

$$HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_1}{2} = 219,715 + 0,004 + \frac{0,014}{2} = 219,726 \text{ мм}$$

$$HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} = 219,715 + 0,004 - \frac{0,014}{2} = 219,712 \text{ мм}$$

4 Виконавчі розміри калібра-скоби:

- прохідний бік $-\varnothing 219,802^{+0,014}$
- непрохідний бік $-\varnothing 219,712^{+0,014}$

5 Схему полів допусків калібра- скоби для контролю вала $\varnothing 220d9$ наведено на рисунку 6.2.

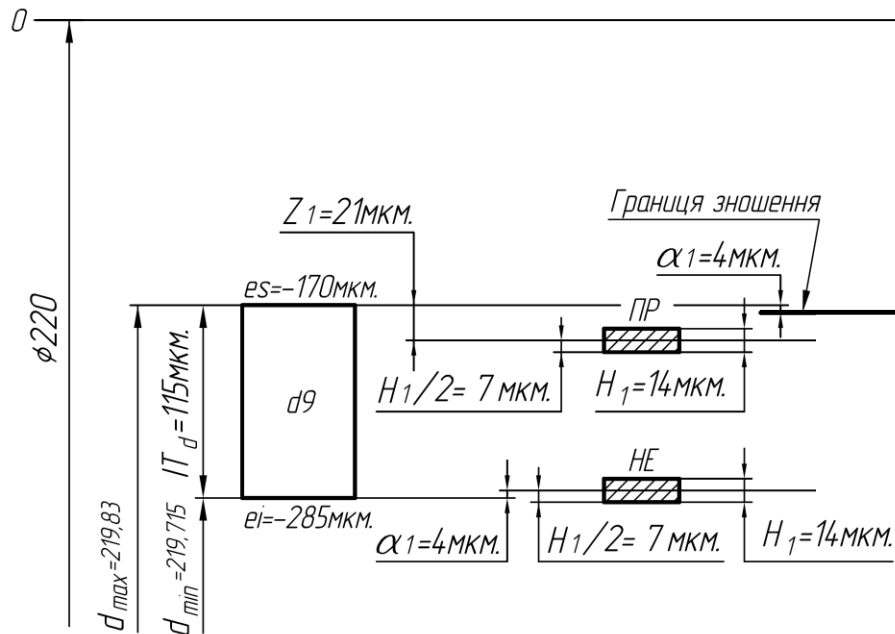
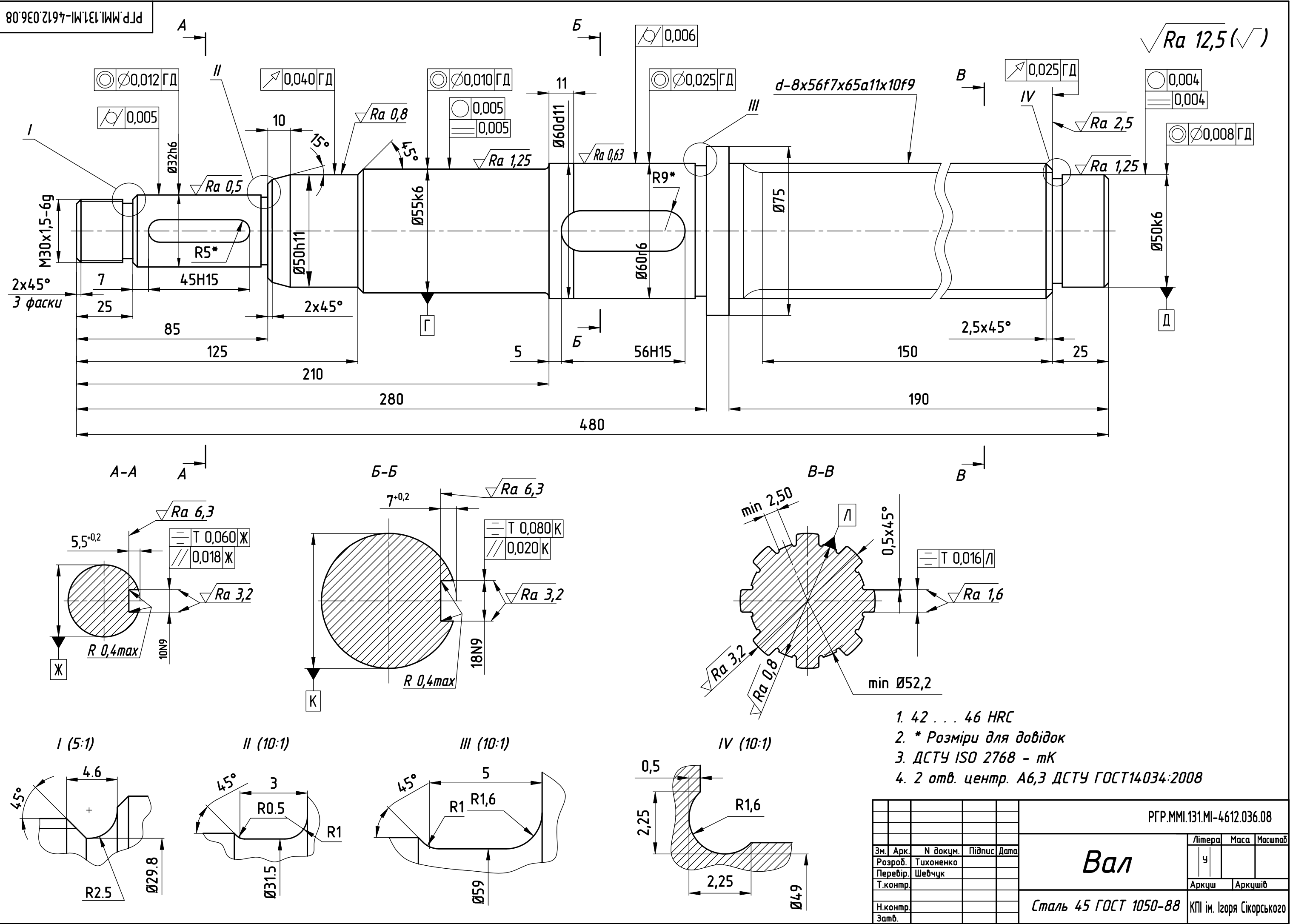


Рисунок 6.2 – Схема поля допуску калібра-скоби
для контролю вала $\varnothing 220d9$

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с. ISBN 978-966-286-096-2
2. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с. ISBN 978-966-286-097-9
3. ГОСТ 24853-81 Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
4. ДСТУ ГОСТ 8.051:2009 Державна система забезпечення єдності вимірювань. Погрішності, що допускаються при вимірюванні лінійних розмірів до 500 мм.
5. РД 50-98-86 Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм.

ДОДАТОК Б
Приклад оформлення кресленика



ДОДАТОК В
Приклад оформлення титульного аркуша

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра «Конструювання машин»

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

з дисципліни: _____
(назва модуля (курсу))

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ курсу, групи _____
(шифр групи)

(прізвище, ім'я, по батькові) _____
(підпис)

Керівник _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) _____
(підпис)

Оцінка _____

Кількість балів: _____

Київ – 20__ рік

Електронне навчальне видання

Адаменко Юрій Іванович

Майданюк Сергій Володимирович

Плівак Олександр Анатолійович

МЕТРОЛОГІЯ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЯ

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Навчальний посібник

Ум. рук. листів 23,4

Київський політехнічний інститут

ім. Ігоря Сікорського

Київ – 2020